ISSN:2038-2723

CONDIZIONAMENTO RISCALDAMENTO REFRIGERAZIONE #23

# AiCARR journal

LA RIVISTA PER I PROFESSIONISTI DEGLI IMPIANTI HVAC&R

ANNO 4 - *NOVEMBRE-DICEMBRE 2013*

EURO 15

Organo Ufficiale AiCARR

**FOTOVOLTAICO INTEGRATO**

**POMPE DI CALORE**
PDC ARIA-ACQUA: VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI
RETROFIT CON IMPIANTI A RADIATORI

**GEOTERMIA**
PROGETTAZIONE DI CAMPI GEOTERMICI

**TELERISCALDAMENTO** CON POMPE DI CALORE

**GESTIONE IMPIANTI**
LUCI E OMBRE DEL GLOBAL SERVICE
ENERGY MANAGEMENT NELLA P.A.

# RINNOVABILI NEGLI EDIFICI
## MANUTENZIONE

POSTE ITALIANE SPA – POSTA TARGET MAGAZINE - LO/CONV/020/2010.

I migliori auguri
Best wishes
Meilleurs voeux
Las mejores felicidades
Beste wünsche

# QUANDO I NODI LEGISLATIVI VENGONO AL PETTINE, LA BRUTTA FIGURA LA FA IL PROGETTISTA

*Dal primo gennaio 2014 l'allegato 3 al Decreto 28/11 prevede un aumento del valore minimo di utilizzo delle Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) dal 20% al 35% di produzione di energia per il riscaldamento, il raffrescamento e l'acqua calda sanitaria. Chi si è già cimentato nel calcolo, si sarà accorto come il raggiungimento di tale limite sia di fatto quasi impossibile, negli edifici dedicati al terziario ed in particolare adibiti ad uffici.*

*I nodi vengono al pettine, dal momento che AiCARRaveva già evidenziato il problema oltre due anni fa, quando pubblicò il suo position paper, ancora scaricabile liberamente dal proprio sito. Per capirlo, non serviva essere un luminare della climatizzazione: bastavano banali "conti della serva". Tutto dipende da come è concepito il Decreto 28/11: le fonti rinnovabili possono essere sfruttate solo nel riscaldamento invernale e nella produzione di acqua calda sanitaria, non nella climatizzazione estiva, a meno di non utilizzare il "solar cooling", tecnologia affascinante, ma poco adatta al nostro paese, non fosse altroper gli enormi spazi richiesti, prima ancora dell'elevato costo, spazi poco compatibili con uno sviluppo verticale degli edifici.*

*Escluso il solare, l'alternativa più naturale è quella delle pompe di calore, ottime anche per la climatizzazione estiva. Il gioco è quello di coprire il fabbisogno estivo di raffrescamento con il surplus di produzione da FER in inverno e nella produzione di acqua calda sanitaria, quest'ultima del tutto trascurabile nel caso di uffici. Facendo i banali conti della serva, una pompa di calore con efficienza media stagionale pari a 4 era in grado di soddisfare il limite del 20% in edifici con un rapporto di fabbisogno annuo in raffrescamento 2,75 volte superiore al fabbisgno annuo in riscaldamento, per cui è sempre stato abbastanza facile rientrare. Con l'aumento del limite al 35%, questo rapporto scende drasticamente: il fabbisogno annuo in raffrescamento coperto dal surplus è solo 1,14 volte superiore al fabbisogna annuo in riscaldameto. Di conseguenza, scatta il previsto "impedimento tecnico" perché quasi nessun edificio per uffici è in grado di rispettare il limite di legge. Ognuno è libero di fare come vuole, anche di usare sistemi tradizionali a bassa efficienza, con buona pace dello spirito del Decreto.*

*Non si tratta solo dell'ennesima occasione persa, come si è più volte stigmatizzato in questi editoriali. Il problema molto più serio è la pessima figura fatta dal progettista. Come fa uno studio professionale "di fama" a spiegare al proprio cliente che non è in grado di rispettare un Decreto Legge a favore delle tecnologie innovative? Come spiega che si tratta di un testo sbagliato? Che difesa ha nei confronti del cialtrone di turno che propone qualche soluzione fantasiosa?*

*Personalmente provo rabbia: le argomentazioni di AiCARRerano state recepite, tanto che i decreti di attuazione sono stati bloccati due anni orsono, ma non sono stati poi sviluppati nella direzione corretta: due anni sprecati. Si vocifera che il Ministero dello Sviluppo Economico interverrà presto: noi aspettiamo. Perché in Italia dobbiamo arrivare sempre a far esplodere il bubbone prima che qualcuno intervenga? La soddisfazione di aver ragione è poca cosa. Anzi, fa aumentare il disagio.*

*Nell'attesa, affrontiamo un altro aspetto controverso, relativo al Conto Energia Termico. Il GSE e lo stesso Ministero dello Sviluppo Economico assicurano che le pompe di calore di piccola taglia sono incentivate fino al 40% del loro costo. Purtroppo non è così: le macchine piccole ricevono incentivi da elemosina, basta fare nuovamente i conti della serva e AiCARRl'ha nuovamente segnalato, appena il decreto è stato pubblicato. Sono invece molto incentivate le grandi potenze, dai 350 kW fino ai 1000 kW: anzi, per come è costruita l'incentivazione, le taglie di potenza più favorite sono 500 kW e 1000 kW. Non è difficile da immaginare: l'incentivo è costante all'interno di ognuno dei 3 range di potenza (fino a 35 KW, da 35 a 500 kW, da 500 a 1000 kW), mentre il costo unitario (€ per kW di potenza) delle macchine tende a diminuire all'aumentare della potenza per economia di scala. Una pompa di calore da 500 kW non costa il doppio di una da 250 kW o 5 volte una da 100 kW, ma è incentivata rispettivamente 2 e 5 volte di più. E' una questione di pura matematica: se si vogliono favorire le potenze residenziali, il decreto va cambiato.*

*Abbiamo pubblicato la nostra posizione, che contiene anche altre indicazioni utili: speriamo di essere ascoltati perche dire "avevamo ragione" non ci piace affatto.*

***Auguro un buon Natale e un felice anno nuovo a tutti i lettori di AiCARRJournal.***

**Michele Vio,** *Presidente AiCARR*

# L'EFFICIENZA OLTRE LE VOSTRE ASPETTATIVE

## PERCHÈ SPRECARE ENERGIA CON UN NORMALE VRF?

### Scambiatore di calore a circuito variabile

MULTI V IV introduce il primo scambiatore di calore a circuito variabile, che permette di determinare il percorso ottimale del refrigerante in funzione della modalità operativa, aumentando l'efficienza energetica.

### Compressore con tecnologia HiPOR™

MULTI V IV aumenta l'efficienza con la tecnologia brevettata HiPOR™, (High Pressure Oil Return). L'olio raccolto dal separatore viene immesso ad alta pressione direttamente nel compressore, senza perdite di energia.

### Controllo attivo del refrigerante

MULTI V IV gestisce attivamente la quantità di refrigerante che circola nel sistema in base alle condizioni operative, per fornire prestazioni sempre ottimali.

### Smart Oil Return

MULTI V IV avvia il recupero dell'olio in funzione delle segnalazioni fornite da un sensore di livello. In questo modo il recupero dell'olioviene eseguito solo quando necessario,evitando improvvise interruzioni dell'operatività.

Periodico
Organo ufficiale AiCARR

**Direttore responsabile ed editoriale** Marco Zani
**Direttore scientifico** Michele Vio
**Consulente scientifico** Renato Lazzarin

**Redazione** Alessandro Giraudi, Silvia Martellosio, Marzia Nicolini, Erika Seghetti
redazione@aicarrjournal.org
**Art Director** Marco Nigris
**Grafica e Impaginazione** Fuori Orario - MN
**Hanno collaborato a questo numero**
Paolo Baggio, Antonio Capozza, Michele De Carli, Thomas Friesen, Francesco Frontini, Massimo Ghisleni, Sergio La Mura, Marco Carlo Masoero, Gianfranco Pellegrini, Chiara Silvi, Alessandro Tenga, Michele Vio, Angelo Zarrella

**Pubblicità** Quine Srl
20122 Milano – Via Santa Tecla, 4 – Italy
Tel. +39 02 864105 – Fax +39 02 72016740
**Traffico, Abbonamenti, Diffusione**
Rosaria Maiocchi
**Editore: Quine srl** www.quine.it
**Presidente** Andrea Notarbartolo
**Amministratore Delegato** Marco Zani
**Direzione, Redazione e Amministrazione**
20122 Milano – Via Santa Tecla, 4 – Italy
Tel. +39 02 864105 – Fax +39 02 72016740
e-mail: redazione@aicarrjournal.org
**Servizio abbonamenti**
Quine srl, 20122 Milano – Via Santa Tecla, 4 – Italy
Tel. +39 02 864105 – Fax +39 02 70057190
e-mail: abbonamenti@quine.it
Gli abbonamenti decorrono dal primo fascicolo raggiungibile.
**Stampa** CPZ spa - Costa di Mezzate -BG
AiCARR journal è una testata di proprietà di AiCARR
AICARR – Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione
Via Melchiorre Gioia 168 – 20125 Milano
Tel. +39 02 67479270 – Fax. +39 02 67479262
www.aicarr.org
Posta target magazine - LO/CONV/020/2010.
Iscrizione al Registro degli Operatori di Comunicazione n. 12191

Associato ANES Associazione Nazionale Editoria Periodica Specializzata  Aderente

Testata volontariamente sottoposta a certificazione di tiratura e diffusione in conformità al Regolamento C.S.S.T. Certificazione Editoria Specializzata e Tecnica
Per il periodo **01/01/2012 - 31/12/2012**
Tiratura media n. **10.000** copie
Diffusione media **9.774** copie
Certificato CSST n. 2012-2338 del 27/02/2013 – Società di Revisione Metodo s.r.l.

Tiratura del presente numero: 10.000 copie

Panasonic

# POMPE DI CALORE AQUAREA: PROGETTATE PER EDIFICI A BASSO CONSUMO ENERGETICO

## La gamma di pompe di calore Aquarea di Panasonic fornisce maggiore energia e garantisce un minor impatto ambientale grazie alla sua incredibile efficienza

Aquarea fa parte di una nuova generazione di sistemi di riscaldamento e climatizzazione che utilizza una fonte di energia rinnovabile e gratuita quale l'aria, per riscaldare o raffrescare la casa e per produrre acqua calda sanitaria:

- Alta efficienza: coefficiente COP pari a 5,0 per l'unità da 3 kW
- Unità progettate per edifici a basso consumo energetico (a partire da 3 kW)
- Unità ideali anche per installazioni in sistemi preesistenti con sistema di controllo dedicato
- Possibilità di controllo remoto tramite uno smartphone (opzionale)
- Ampia gamma di serbatoi efficienti per acqua calda sanitaria

### RISPARMIO ENERGETICO

Riscaldamento ad alta efficienza – INVERTER+

Refrigerante eco compatibile – R410A

Fino a -20 ºC in riscaldamento – TEMPERATURA ESTERNA

### AMPIA CONNETTIVITÀ

Abbinamento a caldaia – RETROFIT

Collegamento per pannelli solari – SOLAR KIT

Acqua calda sanitaria – ACS

heatingandcoolingsystems

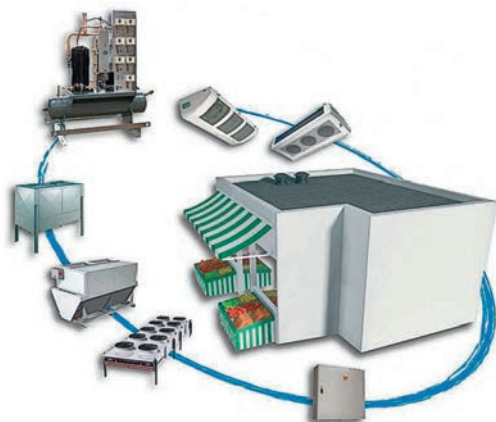
# Novità Prodotti

## AQUAREA MONO BLOCCO DA 5KW

La gamma di pompe di calore aria-acqua Panasonic si amplia con la nuova Aquarea Mono Blocco da 5kW. Appositamente progettata per le case a basso consumo, la pompa di calore racchiude tutte le componenti all'interno di una singola unità: scambiatore di calore, pompa di circolazione dell'acqua calda a sette rapporti, vaso di espansione da 6 litri, valvola di sicurezza, manometro e 3 kW di resistenza elettrica in caso di freddo estremo.

### Nuove caratteristiche tecniche

Il nuovo modello funziona in modalità automatica: la modalità riscaldamento e raffreddamento cambia, infatti, automaticamente in base alla temperatura esterna. Aquarea consente inoltre di visualizzare il consumo di energia per il riscaldamento/ raffreddamento o produzione di acqua calda, mentre la "modalità in vacanza" permette di ridurre la temperatura di riscaldamento e gli sprechi.
www.aircon.panasonic.eu

## MASSIMA SILENZIOSITÀ PER LA CENTRALE DI COMPRESSIONE FRIGORIFERA DUO

Compatta, affidabile e silenziosa, la centrale di compressione frigorifera Duo è l'ultima novità del gruppo Heatcraft Europe pensata per il settore alimentare. Disegnata per adattarsi anche a spazi piccoli, Duo utilizza la tecnologia Scroll DigitalTM, che consente un controllo di alimentazione altamente flessibile. Oltre alle dimensioni ridotte, Duo assicura un basso livello di emissione sonora (-6 dB (A)) e presenta una potenza di 14 > 20 kW. La gamma DUO contiene tutti i componenti montati in fabbrica necessari per l'installazione ed è compatibile con l'uso di fluidi alternativi a R-404A con un GWP inferiore.
www.heatcrafteurope.com

## CHILLER A 60HZ PER CLIMAVENETA

Per venire incontro alla richiesta sempre maggiore di unità alimentate elettricamente alla frequenza di 60 Hz, Climaveneta presenta i nuovi chiller con compressore vite per installazione esterna FOCS60. Fulcro delle performance della gamma è la termoregolazione che, grazie ad una regolazione intelligente delle risorse, rende la macchina affidabile e adattabile alle più diverse condizioni di carico richieste dai moderni edifici con minime fluttuazioni sulla temperatura di mandata dell'acqua. Tutte le unità FOCS60 sono in grado di operare a pieno regime con aria esterna fino a 46°C e addirittura oltre grazie all'utilizzo di uno speciale Kit HT disponibile come accessorio.

### Recupero di calore e emissioni acustiche

Altra caratteristica è la possibilità di recuperare parzialmente il calore di condensazione grazie all'adozione di uno speciale desurriscaldatore disponibile come accessorio. Il calore recuperato, pari al 20% della potenza frigorifera, viene quindi utilizzato per produrre acqua calda sanitaria gratuitamente recuperando l'energia che sarebbe dispersa in ambiente. Particolare attenzione è stata posta anche sul tema delle emissioni acustiche tramite il kit Noise Reducer NR che contribuisce a ridurre le emissioni sonore di 7dB(A). La gamma è disponibile in due versioni: FOCS60/K da una parte si propone come la gamma con capacità frigorifere da 147 a 1728 kW (41-492 tons). La versione CA invece è stata concepita per quelle applicazioni dove i requisiti di efficienza sono particolarmente vincolanti.
www.climaveneta.it

## ECOSTAR, UNITÀ CONDENSATRICI COMPATTE RAFFREDDATE AD ARIA

Efficienza energetica, dotazione completa, facilità di impiego: la serie Ecostar di Bitzer propone nuovi standard nel segmento delle unità condensatrici compatte raffreddate ad aria. I miglioramenti riguardano ad esempio la comodità d'uso: sia il software per il controllo dell'impianto che quello per la valutazione dei dati operativi sono stati ottimizzati. Una registrazione dei dati misura tutti i 19 parametri dell'impianto ogni 2 minuti e archivia i valori per un periodo di 4 settimane. Tramite Modbus questi dati possono poi essere comodamente visualizzati mediante tablet o notebook. Il sistema di monitoraggio preinstallato assicura la sicurezza di funzionamento, monitorando costantemente le soglie dell'impianto e avvisando fra l'altro in caso di "colpi di liquido". Un'interfaccia web semplifica poi la programmazione e la regolazione dell'impianto, consentendo di visualizzare informazioni aggiornate di servizio e stato, direttamente sul display dei modelli Ecostar o direttamente sul proprio PC tramite rete wi-fi. Anche l'hardware offre numerose nuove caratteristiche, a partire dal compressore a pistoni New Ecoline Varispeed che assicura elevata potenza frigorifera. Infine, per una messa all'insegna della semplicità, tutti i componenti dei modelli Ecostar sono completamente premontati e preimpostati.
www.bitzer.de

La messa a fuoco automatica (un tocco) e manuale con zoom digitale continuo 1-8x consente di acquisire facilmente le immagini

LCD a colori ad alto contrasto orientabile, flip-out da 4,3" consente di visualizzare i soggetti da varie angolazioni

# Termocamera per la visualizzazione ottica dei gas refrigeranti

*La tecnologia della termografia riduce le perdite di rendimento segnalando anche le più piccole fuoriuscite di gas velocemente, in modo efficiente e a distanza*

INDIVIDUARE CON ACCURATEZZA E RAPIDITÀ le eventuali perdite di un impianto di refrigerazione è estremamente importante, anche alla luce dei nuovi regolamenti sugli F-Gas. Tuttavia, la sempre maggiore complessità degli impianti frigoriferi richiede strumenti di rilevazione di nuova portata, capaci di sostituire il rilevatore di perdite elettronico, utilizzato ad oggi nel 95% dei casi. L'azienda Flir ha introdotto recentemente una nuova tecnologica termografica, strumento solitamente impegnato per le rilevazioni di energia termica, destinata alla rilevazione di gas refrigeranti.

## Verifiche rapide, anche in luoghi di non facile accesso

La nuova termocamera FLIR GF304 è progettata appositamente per la rilevazione di gas refrigeranti senza interrompere il normale funzionamento degli impianti, evitando quindi le riduzioni dei tempi di inattività nonché rendendo le verifiche possibili anche in luoghi angusti e in aree di non facile accesso.

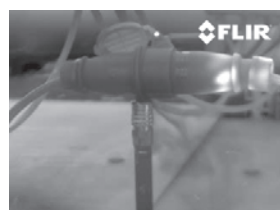
La tecnologia si basa su un fotorilevatore ad infrarossi raffreddato Quantum Well (QWIP). Questo, sensibilissimo, permette di rilevare gas nella banda 8,0 - 8,6 micrometri, rendendo chiaramente visibili non solo i gas, ma anche le più piccole differenze di temperatura.

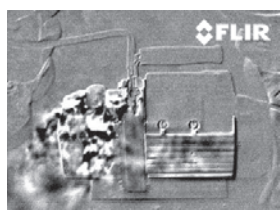
La tecnologia consente di visualizzare un range di temperature compreso tra -20°C e +500°C e presenta una doppia possibilità di utilizzo: rilevare fughe di gas, nonché effettuare ispezioni di manutenzione.

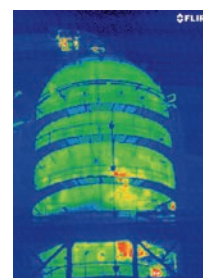
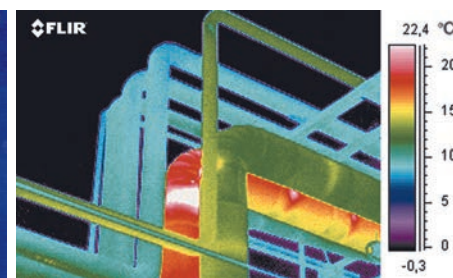
## FLIR GAS FINDER 304

Come nella fotografia tradizionale anche le termocamere sono dotate di obiettivi con differenti angoli di campo da 14,5° a 24° e fattori d'ingrandimento in funzione dell'utilizzo ■

**Gas refrigeranti rilevabili attraverso la termografia:** R404A, R407C, R410A, R134A, R417A, R422A, R507A, R143A, R125, R245fa

### Visualizzazione

Perdita da connettore elettrico 415V

Perdita gas da impianto aria condizionata auto

Perdita da impianto aria condizionata auto in modalità Visualizzazione ad Alta Sensibilità

### Settori

Industrie petrolchimiche e chimiche

Food industry

# Incentivi *Smart* e competenze *ibride*

Luca Zingale, direttore scientifico Solarexpo – The Innovation Cloud

*Dopo il V° conto energia il mercato del Fotovoltaico ha cambiato fisionomia, aprendo la strada a tecnologie elettriche di nuova generazione. Luca Zingale, direttore scientifico di Solarexpo – The Innovation Cloud, analizza questa evoluzione*

*a cura della Redazione*

***A.J.*** **Con la fine degli incentivi il settore del FV italiano si è a dir poco ridimensionato. Sembra che la nicchia degli impianti in autoconsumo sia l'unica strada per fare FV in Italia adesso. Questo ha riavvicinato il mondo del FV a quello dell'edilizia?**

***L.Z.*** Mi lasci dire subito che il termine della stagione del conto energia non significa affatto la fine degli incentivi, perché il FV può beneficiare appieno delle detrazioni fiscali del 50%: uno strumento che in varie applicazioni risulta addirittura più conveniente del quinto conto. Parlando di impianti a elevato autoconsumo non parlerei poi di "nicchia" perché oltre a tutto il settore residenziale (nel quale la grid parity si sta velocemente estendendo dal Sud al Centro-Nord, il che costituirà un nuovo propellente per il mercato) vanno considerati gli impianti su edifici terziari e industriali fortemente energivori e caratterizzati da profili di carico stabili. Ma è verissimo che in Italia si sta tornando a considerare il FV come una soluzione redditizia per l'autoproduzione e il risparmio energetico, abbandonando le logiche puramente finanziarie di produzione per cessione alla rete. Questo porta a un ripensamento dell'offerta e sta contribuendo fortemente alla nuova ottica di integrazione tra le tecnologie di cui parlavamo. La strada obbligata di massimizzare l'autoconsumo dell'energia prodotta rende indispensabile nella progettazione del fotovoltaico una valutazione organica impianto-profilo d'utenza. Il che apre la strada a un intero "paniere" di tecnologie elettriche di nuova generazione. A partire dalle pompe di calore, passando per l'illuminazione a led e i piani di cottura a induzione, per puntare in modo crescente ai sistemi di accumulo. Il tutto con controllo domotico dei carichi elettrici e il governo da parte di inverter intelligenti. Apparati sempre più in grado di fornire servizi avanzati alla rete di distribuzione, rendendola a sua volta sempre più "smart".

**Ritiene che le aziende del comparto propongano soluzioni tecnologiche tali da stimolare una domanda che vada oltre gli obblighi di legge o gli incentivi?**

In realtà gli obblighi di rinnovabili negli edifici vigenti, essendo applicati solo sul nuovo (o su ristrutturazioni integrali sopra ai 1.000 metri quadrati), hanno un effetto relativo nello spingere la domanda, anche a causa della congiuntura attuale. Le molte soluzioni presenti sul mercato per l'efficienza energetica e le rinnovabili negli edifici godono di una domanda sostenuta soprattutto dai risparmi che riescono a garantire a famiglie e ad aziende, oltre che da incentivi quali le detrazioni fiscali, il conto termico (che deve ancora decollare pienamente), la proroga del Piano casa in quasi tutte le regioni italiane. Va poi acceso un faro sulla grande novità dell'obbligo di efficientamento di un minimo del 3% all'anno del patrimonio edilizio pubblico, a partire dal gennaio 2014, dettato dal recepimento della Direttiva europea sull'efficienza energetica.

**Nell'ultima edizione di Solarexpo Innovation Cloud sono state numerose le proposte di accumulo energetico. Possiamo ritenerla una tecnologia matura e pronta per essere recepita dal mercato?**

Obiettivamente i prezzi sono ancora alti ma l'interesse è forte. Secondo un recentissimo studio ANIE installare una batteria per un impianto FV residenziale migliorerebbe il bilancio economico di circa 150-170 euro l'anno mentre, in uno scenario di diffusione spinta, gli accumuli potrebbero portare al sistema elettrico italiano benefici per oltre 500 milioni di euro l'anno. La tendenza è chiara: già diverse aziende di installazione hanno iniziato ad offrire pacchetti FV con accumuli inclusi, mentre stanno arrivando sul mercato diversi modelli di inverter con accumulo integrato. Affinché il mercato degli accumuli in Italia decolli basta che inizino a scenderei prezzi, cosa che accadrà presto. Un recente report IHS ad esempio prevede un calo del 45% in 5 anni, anche grazie all'effetto della domanda tedesca, spinta dall'incentivo introdotto.

**Le politiche di sostegno sono ancora fondamentali nel mondo delle rinnovabili e dell'efficienza? Cosa chiedono gli operatori alla politica?**

Le tecnologie che non sono ancora mature, se promettenti, devono essere sostenute finanziando la ricerca e lo sviluppo precompetivo. Per tutte le tecnologie più mature resta valido il principio dell'incentivazione, in primo luogo per farci raggiungere gli obiettivi europei del 20-20-20 (fra i quali quello dell'efficienza appare a rischio). E poi per diminuire la bolletta energetica del Paese e quella delle famiglie, delle pubbliche amministrazioni e delle imprese. Dando un preciso

contributo anticiclico e — mi lasci aggiungere — un forte messaggio di ottimismo al Paese.

Ci sono due richieste comuni che vengono dagli operatori di tutte le tecnologie: semplificare le procedure amministrative e avere un quadro normativo chiaro, stabile che consenta di avere un orizzonte di medio periodo certo. Si tratta al contempo di lavorare su sistemi di sostegno anch'essi sempre più "smart", a partire da una piena comprensione del loro ritorno per lo Stato anche in termini di gettito fiscale.

**Cosa intende con "sistemi di sostegno sempre più smart"?**

Per fare solo un esempio il FV chiede misure di liberalizzazione completa del mercato elettrico anche "a valle", che consentano di sviluppare i nuovi modelli di business non incentivati, come la vendita diretta di elettricità attraverso i "sistemi efficienti d'utenza" (SEU) e le reti private (RIU) fra le quali rientra il grandissimo mercato dei condomìni. Per tutto ciò si attende una regolazione dal 2008. Un altro esempio di incentivazione di nuova generazione: per molti interventi di efficienza energetica, pur essendoci una chiara convenienza economica in questa fase di dura recessione del Paese, permane la difficoltà delle famiglie e delle imprese ad accedere al credito: in questo caso basterebbero misure come fondi di garanzia.

**Gli obblighi di rinnovabili nell'edificio e l'obiettivo europeo ormai vicino sugli edifici a emissioni quasi zero impongono di ripensare la progettazione edilizia e impiantistica**

Certamente. Questo è uno tra i motivi che ci hanno fatto ripensare la nostra manifestazione all'insegna dei concetti di integrazione e ibridazione tra le tecnologie, passando da Solarexpo con il focus Greenbuilding a The Innovation Cloud come piattaforma radicalmente concepita in senso multi-tecnologico. Oggi chi progetta un edificio deve per forza di cose avere familiarità con tutte le soluzioni per l'efficienza energetica e l'integrazione delle rinnovabili nell'involucro edilizio, per trovare il mix di tecnologie che consenta di arrivare agli obiettivi di prestazione energetica richiesti dalla committenza.

**Quali sono secondo Lei i migliori esempi di ibridazione tecnologica?**

Sono diversi, per citarne solo uno parlerei della domotica, che sposa le innovazioni dell'IT e della sensoristica (fortemente evolutasi sul fronte wireless) per gestire in modo integrato tutte le diverse tecnologie che entrano in gioco in un edificio ad alta prestazione energetica.

**La domotica è il segmento di mercato che più incarna questo spirito. Com'è il panorama delle aziende da questo punto di vista?**

È un settore giovane e molto promettente, nel quale stanno nascendo diverse interessanti esperienze italiane. Pur trattandosi di soluzioni applicate soprattutto nelle nuove costruzioni o nelle ristrutturazioni di grandi edifici — un handicap in questo contesto economico — si prevede che nei prossimi anni il mercato decolli. Le ultime stime IHS segnalano una crescita a livello mondiale del 150% entro il 2017. Il volume di affari dovrebbe salire a un tasso medio annuo del 20%, passando da 12,6 miliardi di dollari nel 2012 a 31,6 miliardi nel giro di soli 5 anni e nello stesso periodo la percentuale delle soluzioni domotiche sul totale delle tecnologie impiantistiche per gli edifici passerà dall'8 al 14%. Dopo una fase storica iniziale in cui era più legata ad un concetto di "lusso", a spingere la domotica adesso è soprattutto il risparmio energetico che permette di ottenere, così come la possibilità di spingere concetti di autoproduzione di energia rinnovabile negli edifici, fino agli NZEB.

# Fotovoltaico integrato. Quando il modulo diventa elemento di costruzione

*Sebbene i sistemi Bipv dovrebbero rispettare sia standard elettrici che costruttivi non esiste ancora una procedura condivisa. Il Centro di Prova Svizzero ha effettuato alcuni test sulle tegole fv per contribuire all'elaborazione di nuove norme armonizzate*

*di Francesco Frontini e Thomas Friesen **

I moduli fotovoltaici, disponibili come superfici piane o flessibili, realizzati con celle o laminati, possono essere integrati in ogni parte dell'involucro edilizio e, grazie alle loro caratteristiche (dimensioni, flessibilità, forma e aspetto), sono particolarmente adatti per essere "progettati". Infatti, questi elementi fotovoltaici possono essere utilizzati insieme a materiali che sono comuni in architettura, come il vetro o il metallo, in superfici sia opache che semitrasparenti.

I produttori sono oggi in grado di fornire al settore edilizio molti prodotti interessanti, pronti per essere utilizzati da architetti e progettisti. È quindi necessario informare architetti, investitori e tecnici su capacità, potenziale, specificità, punti di forza e debolezze del fotovoltaico negli edifici. La maggior parte dei moduli fotovoltaici esistenti vengono sviluppati come elementi puramente tecnici, a partire dal solo punto di vista della "produzione di energia", dimensionando i moduli per ottimizzare la raccolta di energia e producibilità, e spesso solo una marginale attenzione viene data ai problemi di integrazione edilizia ed architettonica. In molti casi il trattamento e l'installazione sono ancora un problema, principalmente a casusa della mancanza di competenza del produttore del fotovoltaico e soprattutto della mancanza di norme e standard disponibili.

I moduli fotovoltaici devono essere sviluppati per rispondere ai propri vincoli tecnici, ma devono anche diventare una componente edilizia, facile da integrare in un'unità di involucro edilizio (tetto, facciata, parapetto, ecc), resistente e sicuro. Il modulo BIPV deve soddisfare i requisiti che un modulo fotovoltaico standard non ha bisogno di avere, cioè resistenza termica e meccanica. Questo è un punto fondamentale e molto importante, perché allo stato attuale non esiste ancora uno standard dedicato alla costruzione di moduli fotovoltaici integrati. La nostra missione e il nostro lavoro sono rivolti ad aiutare i produttori e il progetto con misure e test ad hoc per la produzione di un nuovo prototipo BIPV pronto per essere integrato in edifici nuovi o già esistenti.

# Il fotovoltaico come parte dell'edificio

## Tradizionale contro multifunzionale

I moduli fotovoltaici e l'impianto fotovoltaico sono fini a se stessi [1], e la loro funzione originale è semplicemente quella di trasformare l'energia solare in energia elettrica. Per questo motivo il fotovoltaico tradizionale è considerato solo come generatore fotovoltaico. Quando, dall'altro lato, pensiamo all'involucro edilizio, i materiali da costruzione devono svolgere almeno due funzioni: la protezione dell'ambiente interno dall'esterno (condizioni atmosferiche e funzioni di sicurezza) e la rappresentazione utilizzata come [3] (Figura 1):

**0.** elementi tecnici aggiuntivi
**1.** elemento aggiuntivo con doppia funzione
**2.** struttura indipendente
**3.** parte della composizione della superficie
**4.** facciata completa / superficie del tetto
**5.** forma ottimizzata per l'energia solare (raccolta di energia).

In questo momento il settore del fotovoltaico sta affrontando un conflitto fondamentale: da un lato il mercato richiede dei risparmi dagli impianti fotovoltaici (vale la pena pensare al costo del modulo per watt), dall'altro si devono sviluppare nuove applicazioni, che richiedono il costoso sviluppo intensivo del nuovo metodo e soluzioni speciali. In linea di principio è possibile utilizzare il fotovoltaico in ogni zona dell'involucro edilizio esposto alla luce diretta del sole; sono utilizzati soprattutto tetti, facciate e parasoli. Il modo in cui è installato il fotovoltaico può essere definito come: aggiunta, sostituzione, integrazione. Tutti e tre i concetti devono prendere in considerazione la costruzione e gli aspetti architettonici dell'edificio insieme all'energia. Per esempio se un modulo di vetro semitrasparente viene utilizzato come parte di una facciata di vetro (Figura 2) deve essere considerato come un'unità di vetro isolante con tutti i relativi vincoli quali l'isolamento termico, controllo solare, protezione del riflesso, ecc.

## Il modulo contro il sistema

Abbiamo già indicato che ci sono due modi fondamentali di usare il fotovoltaico negli edifici: il primo è aggiungendo il fotovoltaico all'involucro (BAPV – Fotovoltaico Aggiunto all'Edificio), l'altro è sostituendo le parti dell'involucro edilizio utilizzando il fotovoltaico (BIPV – Fotovoltaico Integrato all'Edificio)

### Fotovoltaico aggiunto all'edificio

Nel caso del BAPV, se osserviamo gli appropriati prodotti fotovoltaici, i tradizionali moduli fotovoltaici possono essere normalmente usati e aggiunti tramite un sistema di montaggio adatto.

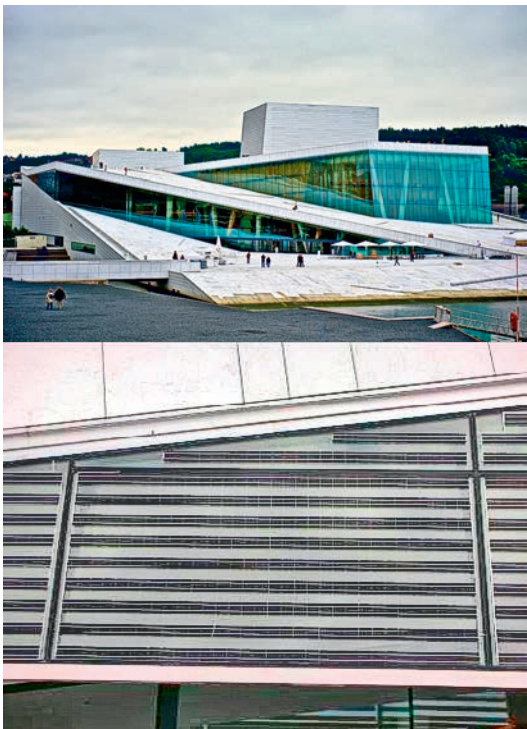
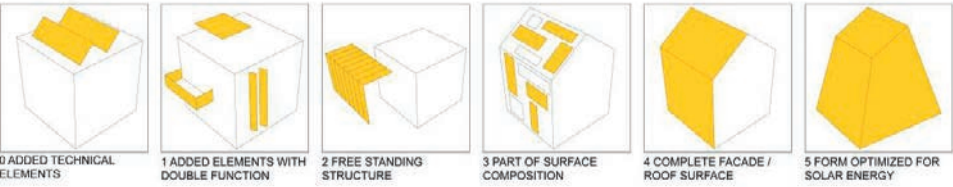



**Figura 2a – Teatro dell'Opera di Oslo, Oslo, Norvegia, Design: Snøhetta. Veduta dall'esterno e un dettaglio di un modulo fotovoltaico di vetro con disegno a strisce**

I BAPV comprendono una classe più ampia del fotovoltaico montato all'edificio e comprendono alcuni tradizionali sistemi fotovoltaici montati a tetto, di solito applicati successivamente alla realizzazione. I moduli fotovoltaici non hanno requisiti speciali da soddisfare oltre a quelli standard, dal momento che non svolgono alcuna funzione edilizia supplementare. La tradizionale prova IEC è sufficiente solo con alcune piccole modifiche.

### Fotovoltaico integrato all'edificio

Al contrario, un modulo fotovoltaico che viene utilizzato in sostituzione degli elementi tradizionali dell'involucro edilizio deve garantire tutte le funzioni dell'elemento sostituito. Ciò significa che un modulo BIPV deve soddisfare i requisiti che un modulo fotovoltaico standard non ha bisogno di soddisfare. Questo è un punto molto importante, soprattutto oggi perché fino ad ora non esiste un modulo fotovoltaico standard "dedicato all'integrazione nell'edificio". Per questo motivo oggi, se vogliamo integrare un modulo fotovoltaico negli edifici, dobbiamo soddisfare sia i requisiti elettrotecnici come indicato nella direttiva di bassa tensione 2006/95/IEC o negli standard di CENELEC, legati al modulo stesso, sia gli standard dei prodotti edilizi come forniti dalla direttiva europea del prodotto di costruzione CPD 89/106/CEE (come EN ISO 12543 [4]). Ma se gli standard IEC (si veda per esempio [5]) sono garantiti dal produttore del modulo fotovoltaico e sono elencati nella scheda del modulo, i requisiti di costruzione non sono ancora integrati nella certificazione del modulo

**Figura 1 – Da sinistra a destra le sei categorie stabilite dal gruppo di ricerca Task 41 [3]**

## *BUILDING INTEGRATED PHOTOVOLTAICS: CHALLENGES FOR MANUFACTURERS AND DESIGNERS*

The current need to increase the renewable part of our energy supply is boosting the use of photovoltaics on the walls of buildings. Because the PV modules into the building envelope not only perform the function of producing electricity, the requirements to be met are many.
The following work points out how the modules integrated photovoltaic (BIPV) are electrical and Europe must comply with the standards designed for electrical systems. But, since they are installed as building blocks, must also comply with the legislation and standards for the construction industry.
PrEN 50583 is attempting to summarize the existing requirements for the implementation of photovoltaics into the building envelope and to fill the gaps in requirements not applicable. The purpose of the test facility in Switzerland for photovoltaic modules is to assist designers, installers and manufacturers to see through the wide range of relevant regulations from the world electro-technical and constructive. The authors present some tests developed for the tiles, but new additional tests will provide greater confidence in the products to promote a mass product.


*Keywords:* **BIPV, PrEN 50583**

Figura 2b – **L’immagine in alto mostra una tipica installazione BAPV**. Ogni modulo può essere testato separatamente poiché è indipendente dall’altro. **L’immagine in basso** (Fattoria a Moeriswil da 3S) **mostra un tetto BIPV** in cui tutti i moduli fanno parte del sistema del tetto nel suo insieme

standard e nel marchio. Per accordare gli standard, nel 2010 CENELEC ha avviato il progetto “prEN 50XXX: Fotovoltaico negli edifici” (CLC/TC 82 Scope) che si basa sul Comitato Tecnico per la Standardizzazione Elettrotecnica e il cui obiettivo è quello di “preparare gli standard europei per sistemi e componenti per la conversione fotovoltaica dell’energia solare in energia elettrica e per tutti gli elementi dell’intero sistema energetico fotovoltaico” [2]. Lo standard di progetto definisce diverse categorie di applicazione e suddivide queste nei requisiti essenziali della Direttiva Europea di Prodotto di Costruzione: resistenza meccanica e stabilità, sicurezza in caso di incendio, igiene, salute e ambiente, sicurezza nell’utilizzo, protezione contro il rumore, economia energetica e ritenzione di calore.

## In via di sviluppo una procedura BIPV in linea con i requisiti Ue

Per colmare questa lacuna e permettere ai produttori del fotovoltaico di fornire una prova affidabile di sicurezza e qualità dei loro prodotti, il Centro di prova svizzero per moduli fotovoltaici sta sviluppando una procedura di BIPV che affronta requisiti di legge applicabili dell’Unione Europea. Innanzitutto i moduli non possono essere considerati singolarmente, ma come parte di un sistema che fornisce l’edificio (ad esempio la tegola). Per una soluzione a tetto, come una tegola solare, i test devono assicurare ai proprietari delle case che il prodotto di BIPV esegua le funzioni del tetto per quanto riguarda la stabilità meccanica, la sicurezza antincendio e la tenuta all’acqua come un sistema intero. Gli elementi di fissaggio, il rapporto con gli altri moduli e l’influenza della struttura edilizia sul modulo BIPV diventano fondamentali, questo è il motivo per cui dovrebbero essere testati e controllati tramite procedure e test ad-hoc.

## Provare la resistenza meccanica delle tegole BIPV

Il test di carico meccanico descritto nello standard IEC 61215 è stato adattato alle esigenze del produttore di moduli fotovoltaici integrati al tetto, in particolare alle tegole. Per l’integrazione del modulo non solo deve essere testato il modulo con 2400 pa del carico richiesto dallo standard

Figura 3 – **Esempi di test di carico sui moduli di tegole**

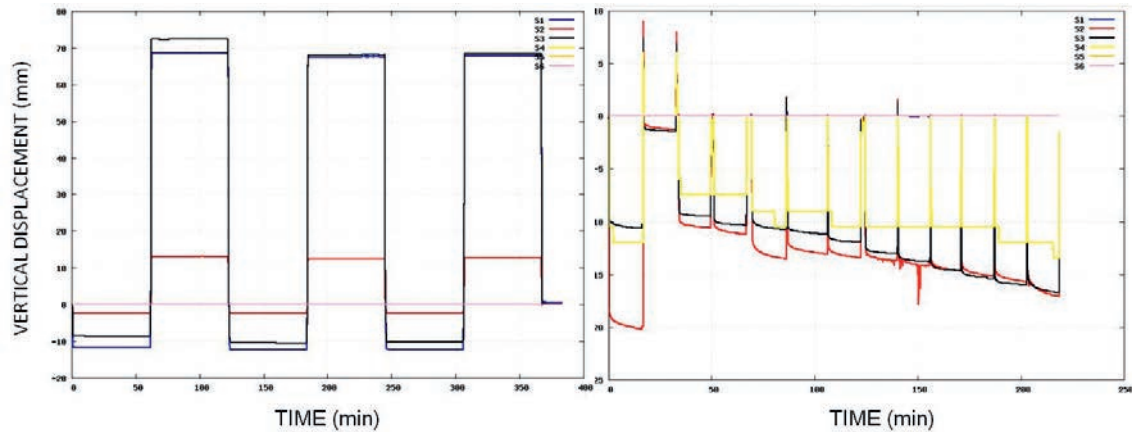



Figura 4 – **Spostamento verticale (mm) rispetto al tempo (min) per il test di carico**. A sinistra: Sistema di tetto integrato – moduli c-Si. Prova in conformità con gli standard IEC. A destra: Test di carico del sistema di tetto integrato con deformazione plastica della struttura – rottura finale dei moduli

IEC, ma anche il fissaggio o il sistema di bloccaggio e la struttura di montaggio. Per eseguire il test, l'intera struttura è montata in un tester di carico (Figura 3) secondo le istruzioni del produttore. Possono essere fissati alla struttura fino a 6 sensori, morsetti o moduli, che registrano lo spostamento verticale con una precisione di 0,5 mm.

La Figura 4 mostra il risultato della misurazione per un test di carico in conformità agli standard IEC – 3 cicli di pressione di 1 ora tirando con 2400 pa. I grafici di sinistra mostrano che in pressione i moduli sono sostenuti dalla struttura del tetto e lo spostamento verticale è di circa 10 mm. In trazione la flessione del modulo è di circa 70 mm, che può causare problemi di trazione dei moduli fotovoltaici fuori dal sistema di fissaggio oppure causare danni alle celle. I grafici di destra mostrano la prova di un sistema di tetto con carico incrementale e la rottura finale della struttura.

Il test in condizioni realistiche con una struttura completa rivela i punti deboli della progettazione del prodotto, e le interazioni tra i moduli stessi o tra moduli e struttura, che provocano danni nel tempo.

## CONCLUSIONI

Il lavoro presentato rileva come i moduli integrati fotovoltaici (BiPV) siano sì impianti elettrici, motivo per cui in Europa devono rispettare gli standard concepiti per i sistemi elettrici, ma, dal momento in cui sono installati come elementi di costruzione, devono rispettare anche la legislazione e le norme per l'edilizia. prEN 50583 sta tentando di riassumere i requisiti esistenti per l'implementazione del fotovoltaico nell'involucro edilizio e di colmare i divari di requisiti inapplicabili. Lo scopo del centro di prova svizzero per i moduli fotovoltaici è quello di aiutare progettisti, installatori e costruttori a vedere attraverso la vasta gamma di regolamenti pertinenti dal mondo elettro-tecnico e costruttivo. Gli autori presentano alcuni test sviluppati per le tegole, ma nuovi test aggiuntivi forniranno maggiore fiducia nei prodotti per promuoverlo a prodotto di massa.

### RIFERIMENTI

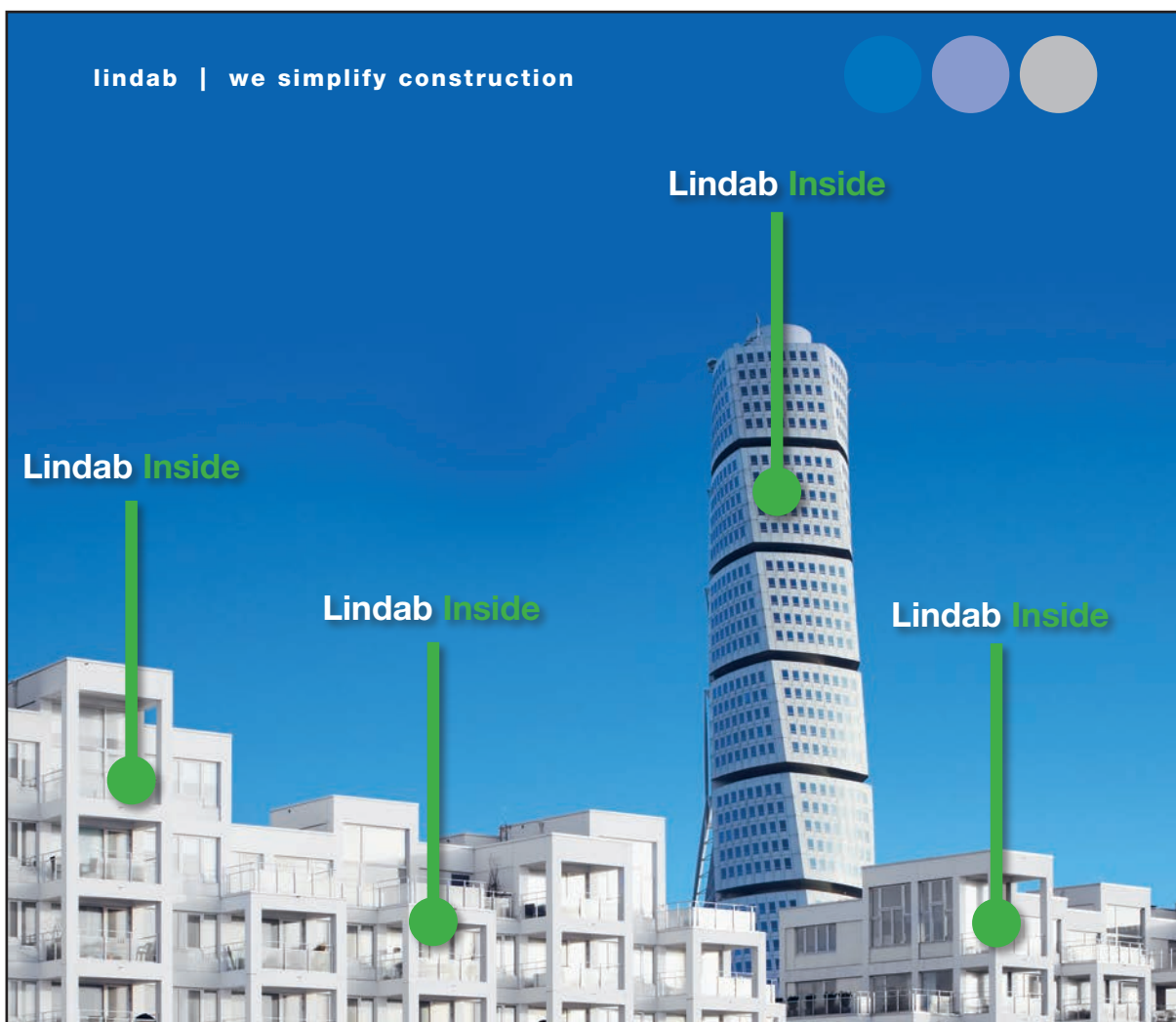
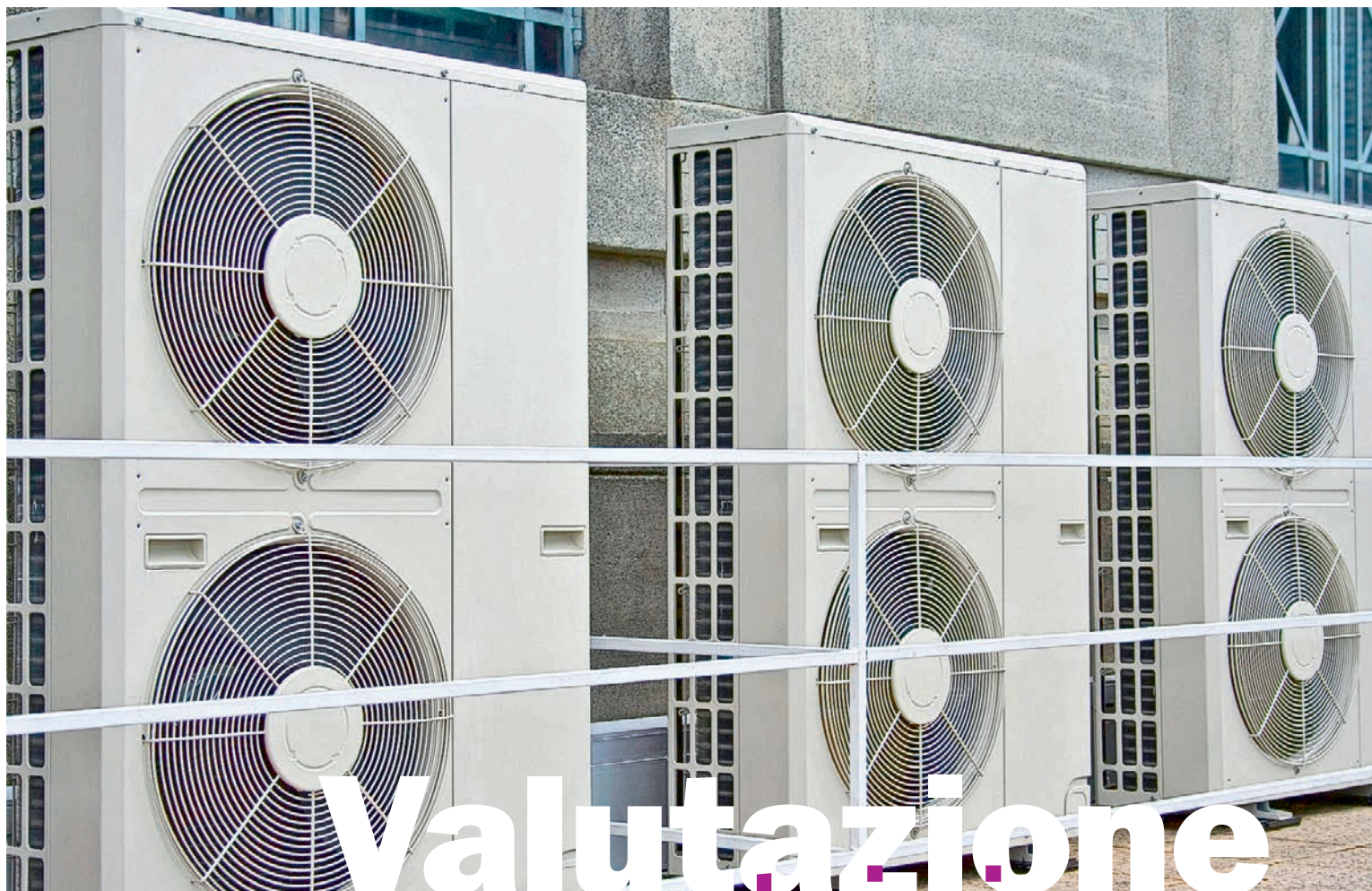

[1] AA.VV, "Photovoltaics, Technology-Architecture-Installation", Edition Detail, ISBN 978-3-0346-0369-0
[2] CLC/TC 82, "Solar photovoltaic energy systems", http://www.cenelec.eu
[3] O. B. Jørgensen, K. Kappel K et al (eds). Website presenting Collection of Case studies of buildings and urban areas. IEA SHC Task 41, Subtask C; 2012.
[4] EN ISO 12543-1 to 6, Glass in building; Laminated glass and laminated safety glass
[5] IEC 61215 Crystalline silicon terrestrial photovoltaic (PV) modules, Design qualification and type approval.



* *Francesco Frontini e Thomas Friesen,* Università di Arti e Scienze Applicate della Svizzera Meridionale (SUPSI), Centro di Prova Svizzero per Moduli Fotovoltaici, Canobbio, Svizzera



*Relazione presentata all'Energy Forum 2012 di Bressanone*


L'edizione 2013 dell'Energy Forum si è svolta a Bressanone lo scorso 4 e 6 novembre.

# Valutazione delle prestazioni delle pompe di calore aria-acqua

*Breve excursus sulla normativa tecnica per il calcolo delle prestazioni delle pompe di calore aria-acqua, con particolare riferimento alle norme UNI EN 14825 e UNI/TS 11300-4*

*di Paolo Baggio**

Come è noto, gli edifici sono responsabili di circa il 40% dei consumi finali di energia in Europa ed il 70% di tali consumi è dovuto al riscaldamento. Qualsiasi tecnologia che consenta di ridurre i consumi per il riscaldamento può quindi contribuire in modo significativo alla riduzione dei consumi di energia primaria (spesso sotto forma di combustibili fossili) e delle emissioni ad essi associate. Le pompe di calore sono, allo stato attuale, una delle soluzioni potenzialmente più efficienti per il riscaldamento degli edifici. Le migliori prestazioni sono indubbiamente fornite dalla pompe di calore che prelevano il calore direttamente dal terreno (geotermiche) o dall'acqua di falda (idrotermiche) ma i costi elevati, le complessità impiantistiche ed i vincoli normativi ne rendono spesso problematica l'adozione. Le pompe di calore aria-acqua (aerotermiche) sono invece facili da installare ed hanno costi competitivi, ma, per contro, hanno prestazioni fortemente dipendenti dalla temperatura esterna e quindi risulta più complessa la progettazione di un impianto di riscaldamento che le utilizzi correttamente, e mantenga, quindi, efficienze elevate nelle condizioni di funzionamento reali. Vi è inoltre il problema di valutare il fabbisogno di energia primaria ai fini degli adempimenti richiesti dalla legislazione vigente, tra i quali vanno ricordati, in particolare, la certificazione energetica e promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili.

## La necessità di disporre di strumenti di calcolo adeguati

È quindi necessario disporre di strumenti di calcolo adeguati che consentano di valutare le prestazioni delle pompe di calore tenendo conto delle condizioni climatiche e del carico termico. Tale metodo di calcolo dovrà tenere conto della variazione del COP (Coefficient of Performance) e quindi della potenza termica resa in funzione della temperatura esterna e della variazione del COP nel funzionamento a carico parziale. Dovrà inoltre dare delle indicazioni relativamente alle condizioni climatiche di riferimento da utilizzare. È evidente che, disponendo delle curve di funzionamento della pompa di calore che si intende utilizzare, di dati climatici orari per la località interessata (quali quelli che verranno resi disponibili con la nuova versione della UNI 10349 attualmente in preparazione) e del profilo di utilizzo dell'edificio interessato è, in linea di principio, possibile effettuare simulazioni dinamiche dettagliate del comportamento edificio-impianto. Tuttavia tale approccio non viene ancora adottato su larga scala sia perché la standardizzazione dei dati di ingresso e delle procedure di calcolo è tuttora in corso sia perché tra gli addetti alla progettazione gli strumenti di calcolo necessari sono ancora poco diffusi. Ad oggi, infatti, la metodologia di calcolo della prestazione energetica di un edificio richiesta dalla legislazione vigente e, quindi, largamente diffusa è basata sulla chiusura dei bilanci su base mensile (metodo mensile). Per quanto riguarda l'impiego di metodi semplificati per valutare le prestazioni delle pompe di calore come generatori di calore per riscaldamento, il riferimento dovrebbe essere la norma Europea UNI EN 15316-4-2 (UNI, 2008a) che da l'indicazione generale sulla metodologia di calcolo da adottare. Per tenere conto della forte dipendenza della prestazione delle pompe di calore, in particolare di quelle che usano come sorgente l'aria, dalle temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo, la UNI EN 15316-4-2 (UNI, 2008a) richiede di suddividere il periodo di funzionamento considerato per il calcolo (mese, stagione) in intervalli più brevi (detti "bin") in cui le temperature si possano considerare costanti e di determinare la prestazione complessiva come media pesata dei risultati relativi ai singoli intervalli: tale approccio è conosciuto come "bin method". Tale norma, peraltro, da indicazioni molto generali e chi la utilizza è lasciato libero di scegliere molte opzioni diverse. Il comportamento a carico parziale delle pompe di calore viene preso in esame dalla norma Europea UNI EN 14825 (UNI, 2012a) la quale, però, oltre ad indicare le condizioni di prova introduce anche alcune condizioni climatiche standard rispetto alle quali è possibile valutare l'indice di prestazione stagionale SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) della pompa stessa. Infine, la norma Europea UNI EN 16147 (UNI, 2011e) fornisce le indicazioni per valutare il fabbisogno di energia richiesto dalle pompe di calore utilizzate per la produzione di acqua calda sanitaria.

## Il contesto italiano

In Italia, il calcolo della fabbisogno energetico di un edificio ai fini della certificazione energetica (D.Lgs 192/2005 come modificato dal D.Lgs 311/2006) va eseguito utilizzando le specifiche tecniche della serie UNI/TS 11300 (UNI, 2008a, 2008b, 2012b), che rappresentano le istruzioni italiane per l'applicazione della normative europee, ed in particolare della UNI-EN 13790 2008 per quanto riguarda il comportamento dell'involucro e della serie UNI-EN 115316-x-x per la valutazione della prestazione degli impianti. La metodologia di calcolo relativa all'uso delle pompe di calore come generatore di calore per riscaldamento viene descritta nella UNI/TS 11300-4 (UNI, 2012b) che, per le prestazioni a carico parziale, richiama la UNI EN 14825 (UNI, 2012a) e fornisce le istruzioni per l'applicazione del "bin method" al contesto italiano. Va infine ricordato che la Direttiva Europea 2009/28/CE sulla promozione dell'uso delle energie rinnovabili (ed il D.Lgs 28 del 3 marzo 2011 che la recepisce) riconosce che una parte dell'energia prelevata dalla sorgente aerotermica dalle pompe di calore può essere (a certe condizioni) considerata rinnovabile e, a questo scopo occorre valutare un altro indice di prestazione stagionale denominato SPF (Seasonal Performance Factor), riconducibile allo SCOP.

Come si vede da quanto sopra accennato, la situazione risulta alquanto articolata e complessa, e può dare adito ad incertezze. Nei paragrafi che seguono si cercherà, per quanto possibile di chiarire la situazione complessiva.

## IL "BIN METHOD" E LE CONDIZIONI CLIMATICHE DI RIFERIMENTO

La norma Europea UNI EN 15316-4-2 si limita a fornire indicazioni generali sull'applicazione del metodo, prescrivendo che il periodo di riscaldamento venga suddiviso, dopo aver considerato i valori cumulati di frequenza annuale con cui si verifica la temperatura media oraria, in in intervalli di temperatura, delimitati da un valore inferiore ed uno superiore, a cui far corrispondere il numero di ore complessive durante le quali la temperatura è risultata all'interno del suddetto intervallo. La modalità di applicazione del "bin method" secondo la norma italiana UNI/TS 11300-4 e la norma Europea UNI EN 14825 prevede che ciascun "bin" sia definito da un intervallo di temperatura di ampiezza pari a 1K. I "bin" sono sono identificati dal valore della temperatura media $\theta_{bin}$ e sono centrati sui valori interi di temperatura. Preliminarmente al calcolo della prestazione della pompa di calore occorre, quindi, ripartire la durata complessiva del periodo di riscaldamento nei vari "bin".

#### Prestazione stagionale secondo EN14825

Secondo quanto previsto dalla norma UNI EN 14825, il coefficiente di prestazione stagionale (SCOP) va calcolato ripartendo con il "bin method" l'intera stagione di riscaldamento ed utilizzando una delle 3 condizioni climatiche di riferimento riportate nella norma stessa: rispettivamente la condizione A (Average – media) corrispondente al clima di Strasburgo (Francia), C (Colder – più fredda) corrispondente al clima di Helsinki (Finlandia) e W (Warmer – più calda) corrispondente al clima di Atene (Grecia), che evidentemente vengono ritenuti sufficientemente rappresentativi del clima di tutta l'Europa.

La temperatura interna di progetto si considera sempre pari a 20°C, mentre la temperatura esterna di progetto $\theta_{design}$ secondo UNI EN 12831 (UNI, 2006) si assume, rispettivamente, pari, per le condizioni A $\theta_{designA}$ = -10°C, per quelle C $\theta_{designC}$ =

### AIR TO WATER HEAT PUMPS PERFORMANCE EVALUATION: A QUICK LOOK AT THE RELEVANT STANDARDS

Here the technical standards for the calculation of the performance of air-water heat pumps are briefly explained, with particular reference to UNI EN 14825 and UNI / TS 11300-4, standards closely related to each other. Both standards use the bin method to evaluate the performance under varying operating temperatures, but with different approaches: in one case using the seasonal method together with reference climatic conditions representative of large areas of Europe, in the other using the monthly method together with the climate data of the place where the system is installed. Even in the evaluation of the loads there are considerable differences, which are presented and discussed. These differences, in some cases such as those presented, especially if the capacity of the heat pump is oversized, can lead to large differences between the seasonal performance evaluated with reference conditions (reference SCOP) and the (conventional) seasonal performance evaluated in the actual operating conditions.


*Keywords:* **air to water heat pumps, bin method, COP, SCOP, SPF**

-22°C e per quelle W $\theta_{designW}$ = +2°C. La norma prevede inoltre che quando la temperatura esterna supera i 15°C cessi il funzionamento dell'impianto di riscaldamento.

Nella Figura 1 viene riportata la durata dei bin per le tre condizioni climatiche di riferimento condizioni climatiche.

Per quanto riguarda l'andamento del carico $\Phi_h$, si assume che questo vari linearmente dal 100% in corrispondenza della temperatura di progetto ($\theta_{design}$) fino a 0% quando la temperatura esterna è paria $\theta_{H,off}$ = 16°C (detta temperatura di annullamento del carico o di bilanciamento), come illustrato nella Figura 2 dove viene illustrato l'andamento del rapporto tra il carico e la potenza di progetto (Part Load Ratio) PLR = $\Phi_h$ / $\Phi_{design}$.

### Fabbisogno Invernale secondo UNI/TS 11300-4

La norma UNI/TS 11300-4 è finalizzata al calcolo con il metodo mensile (e non stagionale come UNI EN 14825) delle prestazioni della pompa di calore nelle condizioni climatiche di riferimento della località (Italiana) in cui si trova l'edificio preso in considerazione, attualmente definite dalla norma UNI 10349 (UNI, 1994) la quale, però, riporta soltanto il valore medio delle temperature mensili. La temperatura interna di progetto si considera sempre pari a 20°C, mentre la temperatura esterna di progetto $\theta_{design}$ è quella secondo UNI EN 12831.

Qui vengono prese in considerazione le condizioni relative a Trento, Padova e Roma cui corrispondono, rispettivamente, le temperature di progetto $\theta_{design,TN}$ = -12°C per Trento, $\theta_{design,PD}$ = -5°C per Padova e $\theta_{design,RM}$ = 0°C per Roma.

La norma prevede che come valore di default della temperatura di annullamento del carico (o temperatura di bilanciamento) si assuma $\theta_{H,off}$ = 20°C.

Per poter costruire i "bin", si assume che le temperature medie orarie mensili abbiano una distribuzione gaussiana normale e che lo scarto quadratico mensile si possa stimare con la relazione:

$$\sigma_{mese} = 1{,}8°C + H_{mese} \times 0{,}16\ K \times m^2/MJ + \Delta\sigma_{mese}\ [K] \quad (1)$$

dove $H_{mese}$ è l'irradiazione giornaliera media mensile complessiva sul piano orizzontale (diretta più diffusa) $\Delta\sigma_{mese}$ è un termine correttivo, che si applica solo per i mesi di Dicembre, Gennaio e Febbraio, in funzione della temperatura media mensile e di quella di progetto secondo UNI EN 12831 (UNI, 2006). La norma, inoltre, prevede l'azzeramento delle "code" della distribuzione (bin con un numero di ore < 1,5% della durata del mese) e la ripartizione tra i "bin" rimasti delle ore eliminate in proporzione alla loro durata.

Nella Figura 3 vengono riportate, a titolo di esempio le distribuzioni ricavate per i mesi in cui è in funzione il riscaldamento per la città di Padova.

Inoltre, nella Figura 4, viene presentato il confronto tra le condizioni relative a Trento, Padova e Roma (ottenute sommando le durate dei "bin"

**Figura 1 – Durata dei "bin" per le condizioni climatiche di riferimento** previste dalla norma UNI EN 14825

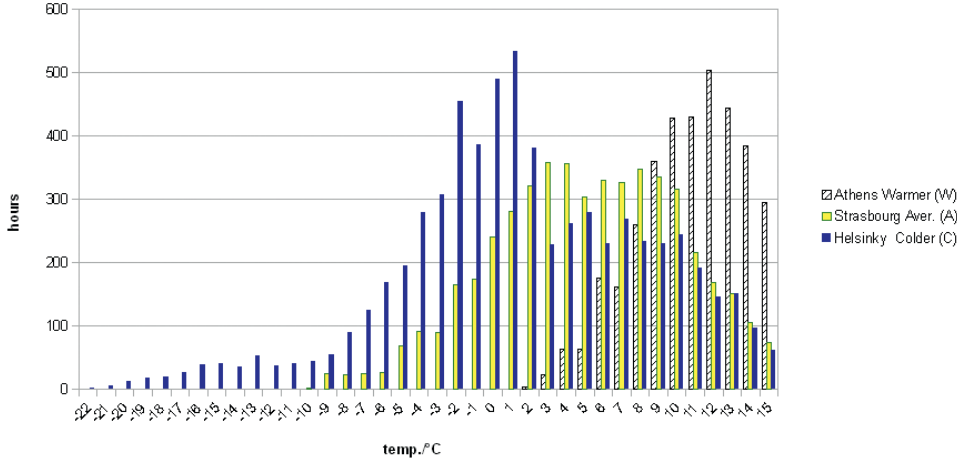



**Figura 2 – Andamento del carico in funzione della temperatura esterna** secondo quanto previsto dalla norma UNI EN 14825

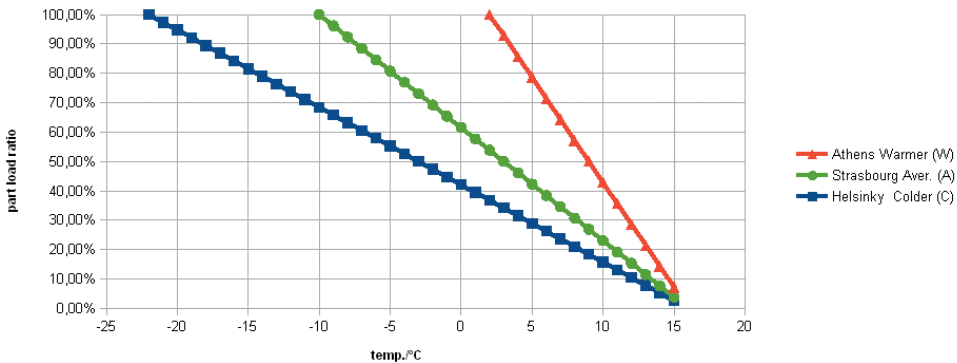



**Figura 3 – Distribuzione delle temperature (bin mensili) per la città di Padova** (per non appesantire il grafico anziché utilizzare le barre si è preferito utilizzare una curva che congiungesse i valori dei bin corrispondenti a ciascun mese)

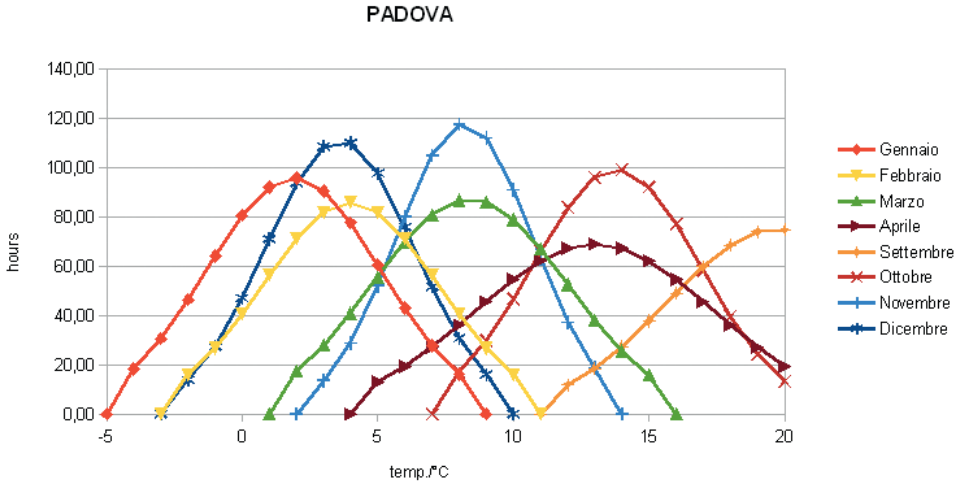



**Figura 4 – Durata stagionale dei bin per le condizioni climatiche di Trento, Padova e Roma** (secondo UNI/TS 11300-4 e UNI 10349) **e di quelli relativi alle condizioni medie (A) europee** previste dalla norma UNI EN 14825

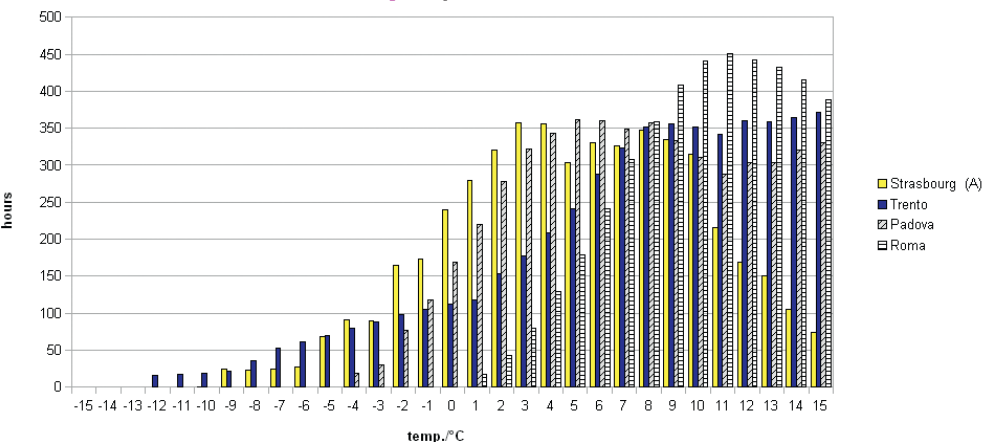
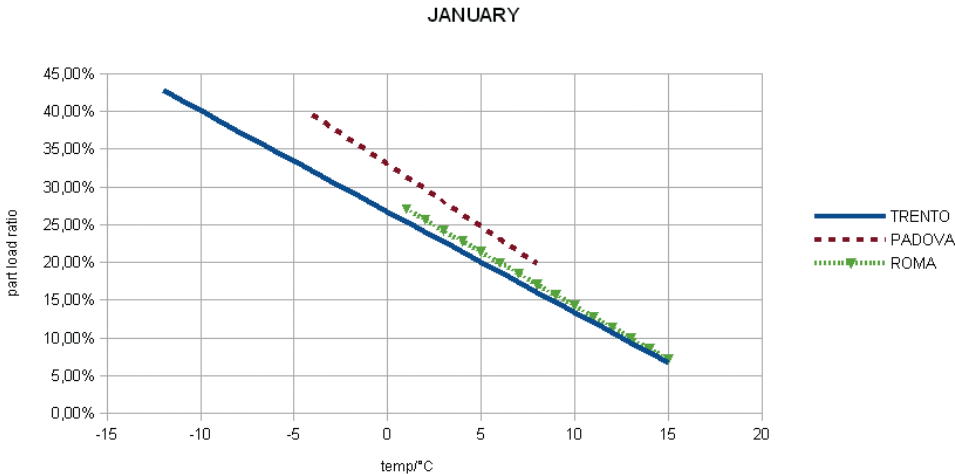



Tabella I – **Caratteristiche edificio residenziale**

| Parametro | Valore assegnato |
|---|---|
| Superficie in pianta | 100 $m^2$ |
| Altezza | 3 m |
| Rapporto S/V | 0,45 |
| Superficie finestrata (50% con orientam Sud e 50% con orientamento Est ed Ovest) | 15 % |
| Trasmittanza corretta superf. opache | 0,3375 $W/m^2$ |
| Trasmittanza corretta finestre | 1,4855 $W/m^2$ |
| Numero ricambi aria (UNI/TS 11300) | 0,3 |
| Numero ricambi aria (UNI EN 12831) | 0,5 |
| (UNI EN 12831) | 13 $W/m^2$ |
| η globale emiss.m regolaz, e distrib. | 0,89 |
| Potenza di progetto TN $\Phi_{design,TN}$ (UNI EN 12831) | 5,11 kW |
| Potenza di progetto PD $\Phi_{design,PD}$ (UNI EN 12831) | 4,28 kW |
| Potenza di progetto Roma $\Phi_{design,RM}$ (UNI EN 12831) | 3,68 kW |

Figura 5 – **Andamento del carico in funzione della temperatura esterna** per un edificio residenziale di 100 m² nel mese di Gennaio a Trento, Padova e Roma (secondo UNI/TS 11300-4 e UNI 10349)

mensili in modo da ottenere un profilo stagionale) e quelle medie europee (A) secondo UNI EN 14825. Come si può notare, le condizioni (A) sono intermedie tra quelle di Trento e Padova per i bin più freddi ma nel periodo più caldo (temperatura > 10°C) per le località italiane i "bin" hanno durate sensibilmente maggiori.

La costruzione della curva di carico richiede preliminarmente l'individuazione dell'edificio ed il calcolo del fabbisogno secondo UNI/TS 11300-1 e UNI/TS 11300-2. A titolo di esempio è stata selezionata un'unità abitativa residenziale le cui caratteristiche principali sono illustrante nella Tabella I.

Per il calcolo della potenza richiesta dalla pompa di calore in funzione della temperatura del "bin", la norma UNI/TS 11300-4 richiede di procedere come segue. Va dapprima calcolato il numero di gradi ora (GH) per ciascun "bin":

$$GH_{j,mese} = (\theta_{H,off} - \theta_j) \times t_{j,mese} \qquad (2)$$

dove $t_{j,mese}$ è la durata in ore del j-esimo "bin" (si considerano solo i "bin" con temperatura inferiore a $\theta_{H,off}$). Si calcola poi la potenza richiesta per riscaldamento per ciascun bin $\Phi_{H,hp,out,j}$:

$$\Phi_{H,hp,out,j} = (Q_{H,hp,out} / t_{j,mese}) \times (GH_{j,mese} / \Sigma GH_{j,mese}) \quad [kW] \qquad (3)$$

dove $Q_{H,hp,out}$ rappresenta l'energia termica richiesta alla pompa di calore nel mese considerato. Rispetto al calcolo della potenza di progetto secondo UNI EN 12831, risultano, ovviamente, potenze ridotte poiché vengono considerati gli apporti gratuiti, il numero di ricambi orari è inferiore (0,3 anziché 0,5) e non si considera la maggiorazione per intermittenza (cioè il di fattore ripresa riscaldamento).

Nella Figura 5 viene mostrato, per il mese di gennaio e con riferimento all'unità abitativa di Tabella I, l'andamento del carico al variare della temperatura dei "bin" valutato secondo UNI/TS 11300-4 per le tre località considerate. Si può notare che la frazione del carico (Part Load Ratio) rispetto alla potenza di progetto PLR = $\Phi_{H,hp,out,j} / \Phi_{design}$ rimane sempre inferiore al 50%.

Come si può notare, il carico varia linearmente in funzione della temperatura. La pendenza della retta di carico è inversamente proporzionale allo scarto quadratico mensile $\sigma_{mese}$ della temperatura.

## IL CALCOLO DELLA PRESTAZIONE DELLA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA

Come è noto, le prestazioni (ovvero il COP) di una pompa di calore dipendono dalla temperatura della sorgente fredda e del pozzo caldo, ma anche dal fatto che il funzionamento avvenga a carico parziale.

### Variazione del COP al variare della temperatura delle sorgenti e delle condizioni di carico

La variazione del COP al variare della temperatura delle sorgenti va determinata mediante prove sperimentali da effettuare secondo le norme della serie UNI EN 14511-x ed in particolare nelle condizioni di temperatura indicate nella UNI EN 14511-2 (UNI, 2011b). Tutte le norme in materia ed, in particolare UNI EN 14825 ed UNI/TS 11300-4, richiedono che il costruttore delle pompe di calore aria-acqua fornisca i dati relativi almeno alle condizioni di funzionamento indicate nella seguente Tabella II.

In aggiunta alle prestazioni a pieno carico e con temperatura di mandata fissa per le temperature di prova previste dalla norma UNI EN 14511-2, il costruttore dovrebbe fornire anche i dati di funzionamento a carico (climatico) parziale (PLR) nelle condizioni A, B, C, D riferite ad una temperatura di annullamento del carico (o di bilanciamento) di 16°C e con temperatura di mandata variabile come indicato in Tabella II (per le portate vedere le norme citate).

### Dipendenza del COP a pieno carico dalla temperatura

Per la determinazione delle prestazioni a pieno carico in condizioni di temperatura diverse da quelle dichiarate, è possibile effettuare l'interpolazione lineare tra i valori dichiarati, oppure determinare il rapporto tra il $COP_{DC}$ dichiarato e quello teorico ($COP_{max}$):

$$COP_{max} = (\theta_H + 273{,}15) / (\theta_H - \theta_C) \qquad (4)$$

dove $\theta_H$ e $\theta_C$ sono, rispettivamente, la temperatura del pozzo caldo e della sorgente fredda, ed interpolare il valore di tale rapporto (impropriamente chiamato "rendimento di secondo principio" nella normativa).

### Dipendenza del COP dal fattore di carico CR

Si definisce fattore di carico della pompa di calore CR (da Capacity Ratio) il rapporto tra la potenza richiesta dall'utenza (carico) e la potenza termica nominale dichiarata dal costruttore (talvolta in analogia con la nomenclatura anglosassone, chiamata impropriamente "capacità termica") nelle medesime condizioni di temperatura. Tale rapporto CR è in generale diverso dalla frazione di carico PLR che indica il rapporto tra la potenza richiesta e quella di progetto poiché la potenza termica nominale della pompa può essere diversa da quella di progetto e, comunque, essa varia al variare delle temperature delle sorgenti.

Il $COP_{PL}$ a carico parziale (Part Load) si può calcolare come:

$$COP_{PL} = f_{corrCOP} \times COP_{DC} \quad (5)$$

dove $COP_{DC}$ è il valore dichiarato dal costruttore (DC – Declared Capacity), eventualmente interpolato per temperature diverse secondo le indicazioni fornite in precedenza, e $f_{corrCOP}$ è il fattore di correzione che dipende da CR. In mancanza di dati dichiarati secondo UNI-EN 14825 è possibile procedere come segue:

1) Per le pompe di calore con funzionamento on-off si ha

$$f_{corrCOP} = CR / (C_C \times CR + (1 - C_C)) \quad (6)$$

dove $C_C$ è il coefficiente di degrado delle prestazioni, assunto pari a 0,9 in mancanza di altri dati.

2) Per le pompe di calore con funzionamento a gradini va determinato il COP per il gradino più vicino se questo differisce di meno del 10% dal carico richiesto, altrimenti occorre interpolare linearmente tra il COP del gradino immediatamente superiore e quello del gradino immediatamente inferiore rispetto al carico richiesto.

3) Per le pompe di calore modulanti in mancanza dei dati ricavati secondo UNI EN 14825, la norma UNI/TS 11300-4 suggerisce di assumere $f_{corrCOP} = 1$ per fattore di carico $CR \geq 0,5$ (o fino al minimo valore di modulazione se diverso da 0,5) e per valori inferiori di CR di procedere come al punto 1).

### Modalità di funzionamento di una pompa di calore

Raramente il dimensionamento di una pompa di calore viene effettuato in modo che questa sia in grado di soddisfare la potenza di progetto $P_{design}$ valutata secondo UNI EN 12831 perché questo porterebbe a un sovradimensionamento (vedi, ad esempio, Fig. 5). Usualmente la macchina viene selezionata in modo che questa sia in grado di soddisfare il 100% del carico totale (CR = 1) soltanto quando viene raggiunta una temperatura $\theta_{bival}$ (detta bivalente), superiore a quella di progetto $\theta_{design}$. Per temperature esterne superiori a quella bivalente, ovviamente si avrà CR < 1.

Quando la temperatura esterna è inferiore a quella bivalente $\theta_{bival}$ la potenza termica mancante dovrà essere fornita da un generatore addizionale integrato nella pompa di calore (es. resistenza elettrica) oppure da altro sistema di generazione (es. caldaia alimentata a gas naturale). In questo caso (funzionamento bivalente) si possono avere tre modalità di funzionamento diverse: 1) funzionamento alternato: la pompa di calore viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e il generatore ad integrazione fornisce tutta la potenza necessaria; 2) funzionamento parallelo: la pompa di calore funziona in parallelo al generatore ad integrazione che fornisce soltanto la potenza residua necessaria; 3) funzionamento parzialmente parallelo: la pompa di calore funziona in parallelo al generatore ad integrazione che che fornisce soltanto la potenza residua necessaria fintanto che la temperatura esterna non scende al di sotto di un valore prefissato che usualmente coincide con la temperatura limite di funzionamento TOL (Temperature Operation Limit), al disotto di tale valore la pompa di calore viene disattivata e il generatore ad integrazione fornisce tutta la potenza necessaria; Nel caso la pompa di calore resti in funzione per temperature esterne inferiori a quella bivalente si avrà CR = 1.

La modalità di funzionamento viene illustrata in modo schematico nella Figura 6.

Tabella II – **Dati di riferimento forniti dal costruttore secondo UNI EN 14825**

| Clima (EN 14825) | Temp. aria ext. (sorg. fredda) °C | Frazione del carico PLR % (cond.) | Temp. acqua mandata (pozzo caldo) °C | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | bassa | | media | | alta | |
| | | | fissa | var. | fissa | var. | fissa | var. |
| **C (Helsinky) θdes = – 22 °C** | -15 | | 35 | 32 | | 41 | | 49 |
| | -7 | 61 (A) | 35 | 30 | 45 | 38 | 55 | 44 |
| | 2 | 27 (B) | 35 | 27 | 45 | 33 | 55 | 37 |
| | 7 | 34 (C) | 35 | 25 | 45 | 30 | 55 | 32 |
| | 12 | 11 (D) | 35 | 24 | 45 | 26 | 55 | 28 |
| **A (Strasbourg) θdes = – 10 °C** | -7 | 88 (A) | 35 | 34 | 45 | 43 | 55 | 52 |
| | 2 | 54 (B) | 35 | 30 | 45 | 37 | 55 | 42 |
| | 7 | 35 (C) | 35 | 27 | 45 | 33 | 55 | 36 |
| | 12 | 15 (D) | 35 | 24 | 45 | 28 | 55 | 30 |
| **W θdes = + 2 °C (Athens)** | -7 | - | 35 | - | 45 | - | 55 | - |
| | 2 | 100 (B) | 35 | 35 | 45 | 45 | 55 | 55 |
| | 7 | 54 (C) | 35 | 31 | 45 | 39 | 55 | 46 |
| | 12 | 29 (D) | 35 | 26 | 45 | 31 | 55 | 34 |

**Figura 6 – Diagramma schematico della modalità di funzionamento di una pompa di calore aria-acqua con riferimento alle condizioni climatiche "Average" (A) secondo UNI EN 14825. La linea tratteggiata rappresenta la frazione del carico richiesta dall'impianto (PLR) mentre quella continua rappresenta il rapporto tra la potenza termica massima erogabile dalla pompa di calore ($\Phi_{DC}$) e la potenza di progetto ($\Phi_{design}$) al variare della temperatura esterna. Nella figura sono evidenziate le condizioni A, B, C e D per le quali il costruttore dovrebbe dichiarare i dati. La temperatura bivalente è stata assunta pari a $\theta_{bival}$ = 0°C mentre la temperatura limite di funzionamento della sorgente fredda a è stata assunta pari a TOL = -15°C**

## EN 14825 : CALCOLO DELLA PRESTAZIONE STAGIONALE (SCOP)

La norma UNI EN 14825 individua tre parametri di prestazione stagionale:

$SCOP_{net}$ (Coefficiente di prestazione stagionale netto): coefficiente di prestazione stagionale calcolato con riferimento al solo periodo di funzionamento attivo escludendo i consumi dovuti ad eventuali riscaldatori supplementari elettrici.

$SCOP_{on}$ (Coefficiente di prestazione stagionale funz attivo): coefficiente di prestazione stagionale calcolato con riferimento al solo periodo di funzionamento attivo inclusi i consumi dovuti ad eventuali riscaldatori supplementari elettrici.

SCOP (Coefficiente di prestazione stagionale): coefficiente di prestazione stagionale calcolato con riferimento a tutto il periodo di riscaldamento, inclusi i consumi dovuti ad eventuali riscaldatori supplementari elettrici ed inclusi gli eventuali consumi durante i periodi di mancata richiesta calore (termostato off), gli eventuali consumi durante i periodi di di stand-by, gli eventuali consumi dovuti ad ausiliari attivi durante i periodi di spegnimento ed i consumi dovuti all'eventuale riscaldatore del carter olio.

La norma citata prevede che il calcolo del coefficiente di prestazione stagionale venga effettuato con riferimento alle condizioni di riferimento (A, C e W) indicate nel precedente paragrafo allo scopo di effettuare confronti, rilasciare certificazioni e/o marcature di prodotto (i coefficienti così calcolati vengono definiti "reference SCOP").

Nel seguito ci si limita ad illustrare la procedura di calcolo di $SCOP_{net}$ :

$$SCOP_{net} = \Phi_H(\theta_j) - \Phi_{supp}(\theta_j) / \Phi_H(\theta_j) - \Phi_{supp}(\theta_j) / COP_{PL}(\theta_j) \quad (7)$$

dove tj è la durata in ore del j-esimo "bin" con temperatura $\theta_j$ e $\Phi_H(\theta_j)$, $\Phi_{supp}(\theta_j)$ e $COP_{PL}(\theta_j)$ sono, rispettivamente, la potenza termica richiesta per il riscaldamento dell'edificio, la potenza residua fornita dal generatore supplementare ad integrazione ed il valore di COP a carico parziale corrispondenti alla temperatura $\theta_j$ .

A titolo di esempio viene presentato il risultato del calcolo di $SCOP_{net}$ per una pompa di calore aria acqua utilizzata per riscaldamento a pavimento con pannelli radianti. Vengono presi in esame due modelli di pompe di calore le cui caratteristiche, desunte dalle schede tecniche di prodotti commerciali, sono riportate nelle Tabelle III e IV. Le condizioni climatiche di riferimento sono quelle A (Average / Strasbourg) e la potenza di progetto viene assunta pari a $\Phi_{design}$ = 5 kW alla temperatura $\theta_{designA}$ = -10°C. Si assume una temperatura di mandata dell'acqua fissa pari a 35°C data la difficoltà di reperire documentazione relativa al funzionamento con temperatura dell'acqua di mandata variabile. Ambedue le pompe di calore sono di tipo modulante e pertanto il coefficiente di prestazione a carico parziale $COP_{PL}$ viene valutato come indicato al punto 3) del paragrafo precedente.

Come si può notare, il modello 1, benché sovradimensionato ($\theta_{bival}$ è appena 2 gradi sopra la temperatura di progetto $\theta_{design}$) ha prestazioni leggermente superiori rispetto al modello 2. Ciò è dovuto al fatto che per la maggior parte del tempo le condizioni di lavoro rimangono all'interno della zona di modulazione della potenza erogata.

Si osserva, infine, che, se nelle medesime condizioni la potenza di progetto fosse risultata pari a $\Phi_{design}$ = 10 kW, e quindi le pompe di calore risultassero (apparentemente) sottodimensionate, si avrebbe per il modello 1 $SCOP_{net}$ = 3,82 con $\theta_{bival}$ intorno a 0°C e la quota di fabbisogno da coprire con generatore supplementare salirebbe al 6,89% (rispetto allo 0,05%) mentre per il modello 2 risulterebbe $SCOP_{net}$ = 3,229 con $\theta_{bival}$ = 4°C e la quota di fabbisogno da coprire con generatore supplementare salirebbe al 21,94% (rispetto allo 1,58%), dimensionamenti che appaiono complessivamente più soddisfacenti.

Va tenuto infine presente che, secondo la decisione della Commissione Europea 2013/114/UE, lo $SCOP_{net}$ , calcolato nelle condizioni climatiche di riferimento A corrisponde all'indice SPF da utilizzare ai fini del calcolo della quota di energie rinnovabili nel centro-nord dell'Italia, e costituisce quindi il valore da utilizzare ai sensi del D.Lgs 28 del 3 marzo 2011. Per il centro-sud dell'Italia vanno utilizzate le condizioni climatiche di riferimento W (Warmer/Athens).

**Tabella III – Caratteristiche pompa di calore modello 1**

| cond. carico | temp. est. $\theta_{ext}$ °C | temp. mand. $\theta_{out}$ °C | PLR % | pot. ric. $\Phi_H$ kW | pot. dich. $\Phi_{DC}$ kW | COP dich. $COP_{DC}$ | CR | $f_{corrCOP}$ | $COP_{PL}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| TOL | - 20 | 35 | | | 3,52 | 2,34 | | | |
| $\theta_{design}$ | - 10 | 35 | 100% | 5,00 | 4,50 | 2,92 | 1,00 | 1,00 | 2,92 |
| A | - 7 | 35 | 88% | 4,42 | 4,80 | 3,09 | 0,92 | 1,00 | 3,09 |
| B | 2 | 35 | 54% | 2,69 | 6,24 | 3,99 | 0,43 | 0,88 | 3,53 |
| C | 7 | 35 | 35% | 1,73 | 7,18 | 4,54 | 0,24 | 0,76 | 3,45 |
| D | 12 | 35 | 15% | 0,77 | 8,11 | 5,19 | 0,09 | 0,51 | 2,66 |
| $\theta_{bival}$ | -8 | 35 | 92 | 4,62 | 4,70 | 3,03 | 1,00 | 1,00 | 3,03 |
| $SCOP_{net} = 3,33$ | | | | | | | | | |

**Tabella IV – Caratteristiche pompa di calore modello 2**

| cond. carico | temp. est. $\theta_{ext}$ °C | temp. mand. $\theta_{out}$ °C | PLR % | pot. ric. $\Phi_h$ kW | pot. dich. $\Phi_{DC}$ kW | COP dich. $COP_{DC}$ | CR | $f_{corrCOP}$ | $COP_{PL}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| TOL | - 15 | 35 | | | 2,90 | 2,10 | | | |
| $\theta_{design}$ | - 10 | 35 | 100% | 5,00 | 3,28 | 2,48 | 1,00 | 1,00 | 2,48 |
| A | - 7 | 35 | 88% | 4,42 | 3,50 | 2,70 | 1,00 | 1,00 | 2,70 |
| B | 2 | 35 | 54% | 2,69 | 3,80 | 3,10 | 0,71 | 1,00 | 3,10 |
| C | 7 | 35 | 35% | 1,73 | 5,80 | 4,20 | 0,30 | 0,81 | 3,40 |
| D | 12 | 35 | 15% | 0,77 | 7,00 | 5,20 | 0,11 | 0,55 | 2,87 |
| $\theta_{bival}$ | -3 | 35 | 73% | 3,65 | 3,63 | 2,88 | 1,00 | 1,00 | 2,88 |
| $SCOP_{net} = 3,08$ | | | | | | | | | |

BOX 1

## SIMBOLOGIA

| Simbolo | |
|---|---|
| $COP$ | Coefficiente di prestazione, adim |
| $COP_{DC}$ | Coeff. di prest. nominale a pieno carico (Declared Capacity), adim |
| $COP_{PL}$ | Coefficiente di prestazione a carico parziale (Partial Load), adim |
| $Cc$ | Coefficiente di degrado delle prestazioni, adim |
| $CR$ | Fattore di carico della pompa di calore (da Capacity Ratio), adim |
| $f_{corrCOP}$ | Fattore di correzione del *COP* a carico parziale, adim |
| $PLR$ | Frazione del carico (climatico) di progetto (Part Load Ratio), adim |
| $SCOP$ | Coefficiente di prestazione stagionale, adim |
| $SCOP_{net}$ | Coefficiente di prestazione stagionale netto, adim |
| $SCOP_{on}$ | Coefficiente di prestazione stagionale funzionam. attivo, adim |
| $SPF$ | Seasonal Performance Factor, adim (Direttiva 2009/28/CE) |
| $H_{mese}$ | Irradiazione giornaliera media mensile complessiva, MJ/m$^2$ |
| $GH$ | Numero di gradi ora, K h |
| $Q_{H,hp,out}$ | Energia termica richiesta alla pompa di calore nel mese, kWh |
| $t_j$ | Durata del j-esimo "bin", h (ore) |
| $TOL$ | Temperatura limite di funzionamento (Temp. Operation Limit) |

| Simboli greci | |
|---|---|
| $\theta$ | Temperatura, °C |
| $\theta_{bival}$ | Temperatura bivalente, °C |
| $\theta_C$ | Temperatura della sorgente fredda, °C |
| $\theta_{design}$ | Temperatura di progetto, °C |
| $\theta_H$ | Temperatura della sorgente calda, °C |
| $\theta_{H,off}$ | Temperatura di annullamento del carico (o di bilanciamento), °C |
| $\theta_j$ | Temperatura del j-esimo "bin", °C |
| $\sigma_{mese}$ | Scarto quadratico mensile della temperatura, K |
| $\Phi_{DC}$ | Potenza termica nominale a pieno carico (Declared Capacity), kW |
| $\Phi_{design}$ | Potenza termica di progetto, kW |
| $\Phi_H$ | Potenza termica richiesta per riscaldamento, kW |
| $\Phi_{supp}$ | Potenza termica richiesta al generatore supplementare, kW |
| | |

## UNI/TS 11300-4 : CALCOLO DELLA PRESTAZIONE STAGIONALE ($SCOP_{NET}$)

**La norma UNI EN 14825 prevede che il coefficiente di prestazione stagionale SCOP si possa calcolare anche tenendo conto della località in cui effettivamente è situato l'edificio, sia delle effettive condizioni di utilizzo/funzionamento (application SCOP). In tal caso i "bin" relativi alla stagione di riscaldamento dovranno essere quelli della località dove effettivamente l'edificio si trova.**

**Come menzionato in precedenza, la norma UNI TS 11300-4 fornisce le indicazioni per: il calcolo dei "bin", il calcolo della potenza richiesta per riscaldamento $\Phi_{H,hp,out,j}$ per ciascun "bin" che può essere ricavata con la formula (3), e, infine, per il calcolo del coefficiente di prestazione COP a carico parziale.**

**Tale metodo di calcolo è quello che va adottato per la preparazione della documentazione richiesta per gli adempimenti previsti dalla legislazione italiana, inclusa la certificazione energetica, e fa riferimento alle condizioni medie convenzionali sia per il clima (UNI 10349) che per l'utilizzo. Tale norma è finalizzata al calcolo del fabbisogno di energia primaria, ma, ovviamente, è possibile calcolare anche lo SCOP nelle medesime condizioni di utilizzo.**

**Nella Tabella V si può vedere il valore assunto dall'application $SCOP_{net}$ per l'edificio indicato precedentemente. È evidente che se il dimensionamento viene effettuato con riferimento alla potenza di progetto, mentre il reference $SCOP_{net}$ si mantiene su valori ragionevoli, l'application $SCOP_{net}$ scende a valori inaccettabili. Tale risultato era prevedibile visto che, come illustrato (vedi Figura 5), anche nel clima più freddo (TN) il carico risulta praticamente sempre inferiore al 50% rispetto a quello di progetto. La situazione migliora decisamente se raddoppia il fabbisogno dell'edificio. Andrebbe chiarito se questo sia un risultato realistico o, se invece, il modello di calcolo delle prestazioni a carico parziale per le pompe di calori modulanti penalizzi in misura eccessiva le prestazioni quando CR < 0,5. Non vi sono, peraltro, alternative in mancanza di dati forniti dal costruttore.**

Tabella V – **Prestazione secondo UNI/TS 11300-4**

| | 1 appartamento | | 2 appartamenti | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Loc. | Pot.prog. $\Phi_{design}$ kW | app. $SCOP_{net}$ (mod1/mod2) | Pot.prog. $\Phi_{design}$ kW | app. $SCOP_{net}$ (mod1/mod2) | % copertura fabbisogno (mod1/mod2) |
| TN | 5,11 kW | 2,19 / 2,18 | 10,22 | 3,11 / 2,91 | **99,9%/ 86%** |
| PD | 4,28 kW | 2,27 / 2,23 | 8,56 | 3,25 / 3,02 | 100% / 100% |
| Roma | 3,68 kW | 1,49 / 1,56 | 7,36 | 2,67 / 2,68 | 100% / 100% |

**BOX 2**

## CONCLUSIONI

Le pompe di calore che utilizzano l'aria come sorgente sono ormai un prodotto maturo che si sta rapidamente diffondendo sul mercato perché coniugano una grande praticità di installazione con efficienze energetiche più che soddisfacenti e, specialmente se collegate a sistemi fotovoltaici, la capacità di sfruttare fonti rinnovabili (contribuendo, quindi, a soddisfare le prescrizioni del D.Lgs 28 del 3 marzo 2011).

Vanno però dimensionate correttamente per evitare sprechi. A questo scopo, anche grazie alle Direttive del Parlamento Europeo, particolarmente sensibile a queste tematiche, è stata messa a punto una serie di norme tecniche per il calcolo delle prestazioni cercando un ragionevole compromesso tra complessità della metodologia di calcolo e l'accuratezza dei risultati, sviluppate sulla base di studi specifici, vedi ad esempio (Riviere et al, 2009) e (C. Wemhoener, T. Afjei 2006).

Per poter utilizzare in modo organico la normativa occorre però la collaborazione dei produttori, che devono fornire i dati previsti (e probabilmente è nel loro interesse fornire informazioni più complete per il funzionamento a carico parziale delle pompe di calore modulanti) e dei progettisti (che devono acquisire dimestichezza con le metodologie di calcolo, ed in particolare con il "bin method" stagionale e/o mensile, per selezionare correttamente la taglia richiesta). Come accennato risulta evidente, infatti, che il solo reference $SCOP_{net}$, pur utile per confrontare tra di loro prodotti diversi, non è necessariamente rappresentativo delle effettive prestazioni nelle condizioni di utilizzo. ■

* *Paolo Baggio,* Dipartimento di Ingegneria Civile Ambientale e Meccanica, Università di Trento, TN

### BIBLIOGRAFIA

**Reports**

- Riviere et al. 2009. Preparatory study on the environmental performance of residential room conditioning appliances (airco and ventilation). Tasks 4, http://www.ecoaircon.eu/
- C. Wemhoener, T. Afjei 2006. Test Procedure and Seasonal Performance Calculation for Residential Heat Pumps with Combined Space and Domestic Hot Water Heating, Final report. IEA HPP Annex 28, Muttenz

**Direttive Europee**

- European Parliament. 2009. Directive 2009/28/EC of The European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC. Official Journal of the European Union n. L 140/16 of the 5.6.2009.
- European Commission. 2013 Commission Decision (2013/114/EU) of 1 March 2013 establishing the guidelines for Member States on calculating renewable energy from heat pumps from different heat pump technologies pursuant to Article 5 of Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council (notified under document C(2013) 1082). Official Journal of the European Union n. L 62/27 of the 6.3.2013.

**Norme**

- UNI. 2006. Impianti di riscaldamento negli edifici – Metodo di calcolo del carico termico di progetto. Norma UNI EN 12831. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2011a. Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti – Parte 1: Termini e definizioni. Norma UNI EN 14511-1. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2011b. Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti – Parte 2: Condizioni di prova. Norma UNI EN 14511-2. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2011c. Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti – Parte 3: Metodi di prova. Norma UNI EN 14511-3. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2011d. Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti – Parte 4: Requisiti. Norma UNI EN 14511-4. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2012a. Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale. Norma UNI EN 14825. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2008a. Impianti di riscaldamento degli edifici – Metodo per il calcolo dei requisiti energetici e dei rendimenti dell'impianto – Parte 4-2: Sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, pompe di calore. Norma UNI EN 15316-4-2. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2011e. Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale. Norma UNI EN 16147. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 1994. Riscaldamento e raffrescamento degli edifici – Dati climatici. Norma UNI 10349. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2008b. Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale. Norma UNI/TS 11300-1. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2008c. Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria. Norma UNI/TS 11300-2. Milano: Ente Italiano di unificazione
- UNI. 2012b Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria. Norma UNI/TS 11300-4. Milano: Ente Italiano di unificazione

# Caldaie a gas e Sistemi con rinnovabili

# Pompa di calore nel *retrofit* di edifici esistenti con impianti a *radiatori*

*Per utilizzare le pompe di calore in caso di retrofit di impianti esistenti a radiatori è necessario ripensare ai criteri di progettazione delle macchine, adattandole per funzionare con salti termici sul lato acqua molto maggiori, in modo da migliorare il COP di funzionamento*

*di Michele Vio **

In Italia il consumo dovuto alla climatizzazione e alla produzione di acqua calda sanitaria nel comparto residenziale supera il 20% della richiesta totale di energia, per cui il risparmio energetico passa necessariamente per il recupero del patrimonio edilizio.

Un'elevata percentuale degli edifici esistenti presenta pregi di natura storica o architettonica, per cui non è pensabile procedere con un abbattimento ed una ricostruzione ex novo.

Inoltre il mattone è sempre stato uno dei più importanti investimenti della famiglia media italiana, che per oltre l'80% dei casi è proprietaria di un'abitazione. Di conseguenza, i condomini hanno un numero di proprietari molto elevato per cui è spesso difficile intervenire per effettuare un recupero energetico serio, anche laddove ciò potrebbe risultare economicamente conveniente.

Pertanto la ristrutturazione deve avvenire con le persone che continuano ad abitare gli appartamenti, o che al massimo sono in grado di liberarli solo per pochi giorni, possibilmente senza dover togliere il mobilio.

In definitiva, il recupero energetico si scontra con una serie di vincoli impiantistici indubbiamente stimolanti per i progettisti e per i costruttori di componenti di impianti, perché ormai è chiaro che su questo fronte si giocherà una grande battaglia nel prossimo futuro. I numeri sono importanti, tanto è vero che alcuni costruttori di impianti già se ne sono accorti e cominciano a proporre sistemi di climatizzazione studiati apposta per essere inseriti facilmente in vecchi edifici.

Gli interventi sull'involucro sono abbastanza facili da realizzare, anche quando bisogna operare in edifici che

continuano ad essere abitati, come nel caso del residenziale. Infatti è sempre possibile operare esternamente agli ambienti con sistemi di isolamento a cappotto. In questo caso, assunto che l'intervento va ben valutato e progettato per evitare problemi di condensa interna, il disagio per l'inquilino è simile a quello dovuto ad un normale rifacimento dell'intonaco: per alcuni mesi si trova solamente delle impalcature di fronte alle finestre di casa. Gli unici interventi che possono richiedere la presenza di operai all'interno dell'abitazione riguardano al massimo la sostituzione degli infissi.

Completamente diverso è il discorso degli impianti di climatizzazione, perché è assolutamente impossibile operare interventi di sostituzione senza andare a intaccare le strutture interne. È tuttavia possibile contenere al massimo i disagi, ad esempio utilizzando sistemi che permettono di limitare al massimo il diametro delle tubazioni.

Da questo punto di vista i vecchi radiatori, tanto bistrattati, possono conoscere una nuova vita, se utilizzati nel modo migliore.

Figura 1 – **Andamento della temperatura media superficiale $t_{mR}$ al ridursi del fabbisogno dell'ambiente** oppure in funzione dell'incremento della superficie o delle prestazioni del radiatore

Figura 2 – **Andamento della temperatura media superficiale $t_{mR}$ al ridursi della potenza richiesta**


## THE HEAT PUMP IN THE RETROFIT OF THE RADIATORS PLANTS IN EXISTING BULDINGS

Heat pumps can work very well even if are paired with radiator plants, knowing the performances of these terminals, often wrongly considered industrial archeology. The paper highlights the positive characteristics of radiators and explains how designing the high-efficiency heat pumps suitable for retrofit in existing buildings or in new construction.


*Keywords:* **heat pumps, energy efficiency, renewable energies, thermal comfort**

## CARATTERISTICHE DEI RADIATORI

I radiatori sono i terminali più flessibili, gli unici che riescono a lavorare con portate d'acqua estremamente basse, quindi con salti termici elevati. Non a caso sono stati ideati per funzionare negli impianti a circolazione naturale, privi di pompe, nei quali il movimento dell'acqua all'interno delle tubazioni avveniva per differenza di densità tra l'acqua in ingresso e quella in uscita dal radiatore, quest'ultima sempre molto prossima alla temperatura dell'aria ambiente.

### Prestazione dei radiatori

I radiatori scambiano calore per convezione e per irraggiamento, in percentuali tra loro diverse, a seconda di una serie di parametri. La potenza totale fornita da un radiatore è definita dalla norma UNI EN 442.

La norma UNI EN 442 parte 2 punto 6.5 definisce la potenza totale P fornita da un radiatore con la formula:

$$P = k\Delta t^n = k(t_{mR} - t_A)^n \quad (1)$$

dove:

- k costante, funzione della geometria del radiatore
- $\Delta t$ differenza di temperatura
- $t_{mR}$ temperatura media superficiale del radiatore
- $t_A$ temperatura dell'aria ambiente
- n esponente funzione della geometria del radiatore

La norma fissa a 50°C il valore di $\Delta t$ di default. Come si può comprendere, questo valore non è più attuale e compatibile con gli impianti pensati per generatori ad alta efficienza. Da qui nasce la leggenda che i radiatori non possano lavorare a bassa temperatura.

La Figura 1 mostra temperatura media superficiale $t_{mR}$ al ridursi del fabbisogno dell'ambiente, a seguito di interventi sull'involucro e/o installazione di sistemi di ventilazione meccanica controllata, oppure in funzione dell'incremento della superficie o delle prestazioni del termosifone, a fabbisogno inalterato.

Come si può notare, la temperatura media superficiale si riduce rapidamente, anche nelle condizioni più critiche. Infatti, il grafico di figura 1 vale nel caso delle condizioni di progetto, quindi con un carico in ambiente pari al 100%. Una volta progettato l'impianto con questi valori massimi, la temperatura media superficiale può ulteriormente ridursi durante il normale funzionamento dell'impianto quando diminuisce la potenza richiesta, così come mostrato in Figura 2.

Un errore che si commette spesso è quello di pensare che i radiatori debbano funzionare sempre ad alta temperatura, cosa non solo sbagliata,

ma anche smentita dai fatti. È dal 1976, anno di entrata in vigore della legge 373, che tutti gli impianti centralizzati devono essere dotati di un sistema di regolazione climatica della temperatura di mandata dei radiatori. La Figura 2 mostra come le temperature medie superficiali richieste dai radiatori diventino sufficientemente basse già al di sotto del 75% della potenza richiesta anche nel caso la riduzione del fabbisogno sia ridotta, a seguito di interventi sull'involucro.

### Incremento delle prestazioni dei radiatori

Le prestazioni dei radiatori sono incrementabili sempre aumentando la loro superficie, quindi le loro dimensioni. Tuttavia negli ultimi anni i principali costruttori europei stanno proponendo dei sistemi ibridi, un po' radiatori e un po' ventilconvettori, per abbassare la temperatura dell'acqua richiesta per il loro funzionamento, adattandoli così alle esigenze dei generatori ad alta efficienza, pompe di calore su tutti.

La soluzione sta nell'aumento della portata dell'aria per recuperare la potenza persa al diminuire della temperatura di alimentazione: per farlo, basta aggiungere ad un radiatore tradizionale dei piccoli ventilatori e da attivare solamente nelle ore più fredde dell'anno, quando è necessaria la piena potenza. La potenza termica fornita raddoppia alle basse temperature rispetto a un radiatore tradizionale di caratteristiche simili.

### Sfruttamento dell'elevato salto termico per migliorare le prestazioni energetiche

La caratteristica principale del radiatore è quella di poter lavorare con salto termico tra temperatura d'ingresso e temperatura d'uscita molto elevato.

La Figura 3 mostra l'andamento della temperatura di ingresso e quella di uscita dal radiatore, al variare della potenza richiesta, per salti termici di progetto rispettivamente di 5°C e 25°C. Le temperature fanno riferimento alla curva "riduzione fabbisogni 60%" di Figura 2.

Se la portata d'acqua fosse sufficentemente bassa, tale da generare un salto termico ΔT prossimo a 50°C, la temperatura d'uscita si stabilizzerebbe a una temperatura di poco superiore a quella dell'aria ambiente.

I vantaggi di una portata d'acqua bassa sono i seguenti:

- riduzione delle dimensioni delle tubazioni: è un aspetto fondamentale nelle ristrutturazioni, perché si riducono al massimo gli interventi sulle murature, anche nel caso di sostituzione globale delle linee esistenti
- riduzione della potenza e dell'energia di pompaggio
- miglioramento dello scambio termico negli scambiatori di calore
- sfruttamento del sottoraffreddamento del refrigerante

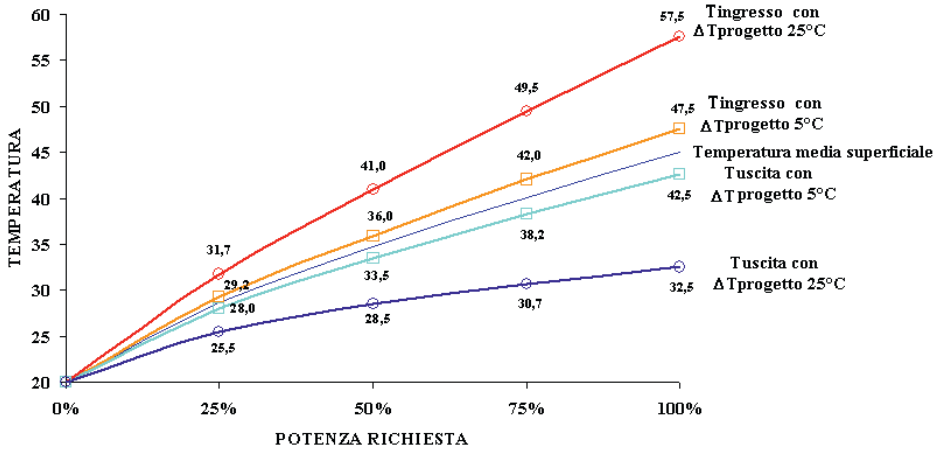



Figura 3 – **Andamento delle temperature di ingresso e di uscita** in funzione del salto termico ΔT di progetto

## POMPE DI CALORE: TECNOLOGIE DISPONIBILI

Le pompe di calore possono essere adattate facilmente agli impianti a radiatori, purché vengano progettate in modo adeguato e tutti i loro componenti dimensionati correttamente.

### Il miglioramento dell'efficienza sfruttando l'elevato salto termico e sottoraffreddamento del liquido

L'aumento del salto termico negli scambiatori migliora le prestazioni delle pompe di calore, in particolare quello dell'acqua prodotta nel condensatore. Gli scambiatori refrigerante-acqua dei gruppi frigoriferi e delle pompe di calore sono attualmente progettati con un salto termico ΔT = 5°C: generalmente si pensa che tale valore dipenda da motivi termodinamici, mentre invece è un retaggio della vecchia regolazione elettromeccanica, frutto di un compromesso per macchine da due a quattro gradini di parzializzazione (Vio, 2009).

La progettazione delle pompe di calore con scambiatori a maggiore salto termico sarebbe auspicabile: la diminuzione della portata dell'acqua e di conseguenza la maggiore differenza tra temperatura di ingresso e di uscita al condensatore riduce l'approccio del condensatore stesso, ovvero la differenza di temperatura tra la temperatura di condensazione e la temperatura di uscita dell'acqua. La figura 4 mostra questo fenomeno: a parità di caratteristiche dello scambio, l'approccio scende da 5°C a 0,5°C se il salto termico ΔT aumenta da 5°C a 30°C.

Ciò significa che la temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore è solamente 0,5°C inferiore a quella della condensazione con un salto termico di 30°C.

L'aumento del salto termico permette anche di sfruttare meglio il sottoraffreddamento del liquido, perché diminuisce la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore.

La Figura 5 mostra i cicli frigoriferi di due pompe di calore, una equipaggiata con R410A e una colonna R134a; nei rispettivi diagrammi p-h.

L'area azzurra rappresenta l'aumento di effetto utile derivante dall'aumento del sotto raffreddamento, da

Figura 4 – **Variazione dell'approccio del condensatore** in funzione del salto termico ΔT

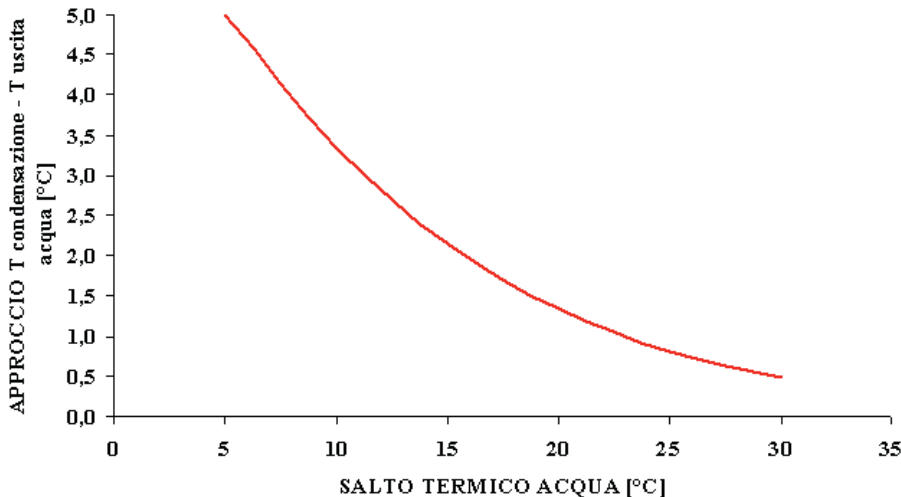
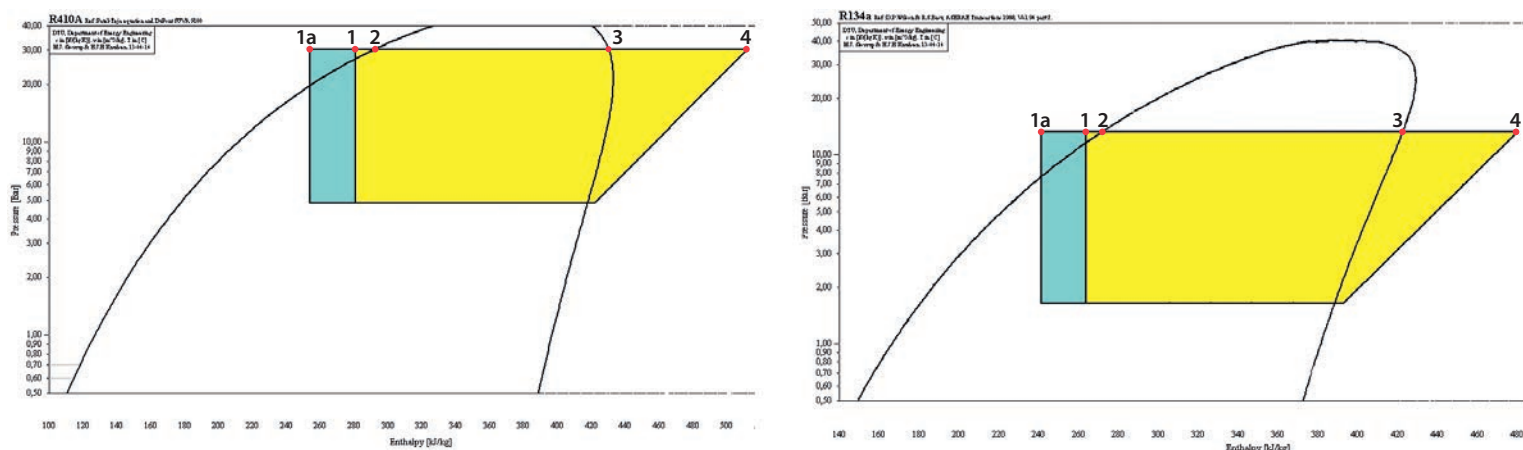



Figura 5 – **Cicli frigoriferi nei diagrammi p-h** – R410A a destra, R134a a sinistra

| | | | Sotto raffreddamento (tratto 1 - 2) | Condensazione (tratto 2 - 3) | Desur riscaldamento (tratto 3 - 4) | Temperatura condensazione [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| R410A | ΔT = 5°C SR = 5°C | Potenza | *5,1%* | *60,8%* | *34,1%* | 50,0 |
| | | Temperatura acqua in [°C] | 42,50 | 42,75 | 45,79 | |
| | | Temperatura acqua out [°C] | 42,75 | 45,79 | 47,50 | |
| | ΔT = 25°C SR = 18°C | Potenza | *15,0%* | *51,7%* | *33,3%* | 50,6 |
| | | Temperatura acqua in [°C] | 32,50 | 36,24 | 49,17 | |
| | | Temperatura acqua out [°C] | 36,24 | 49,17 | 57,50 | |
| R134a | ΔT = 5°C - SR = 5°C | Potenza | *3,6%* | *76,0%* | *20,4%* | 50,0 |
| | | Temperatura acqua in [°C] | 42,50 | 42,68 | 46,48 | |
| | | Temperatura acqua out [°C] | 42,68 | 46,48 | 47,50 | |
| | ΔT = 25°C SR = 18°C | Potenza | *12,9%* | *68,6%* | *18,4%* | 53,6 |
| | | Temperatura acqua in [°C] | 32,50 | 35,73 | 52,89 | |
| | | Temperatura acqua out [°C] | 35,73 | 52,89 | 57,50 | |

Tabella 1 – **Fabbisogno di energia** negli edifici presi ad esempio

5°C a 18°C nel caso di R410A, da 5°C a 20°C nel caso di R134a. L'aumento del sottoraffreddamento porta ad dei notevoli benefici: nel caso di R410A l'aumento del COP per il ciclo in figura 5 è superiore al 10%.

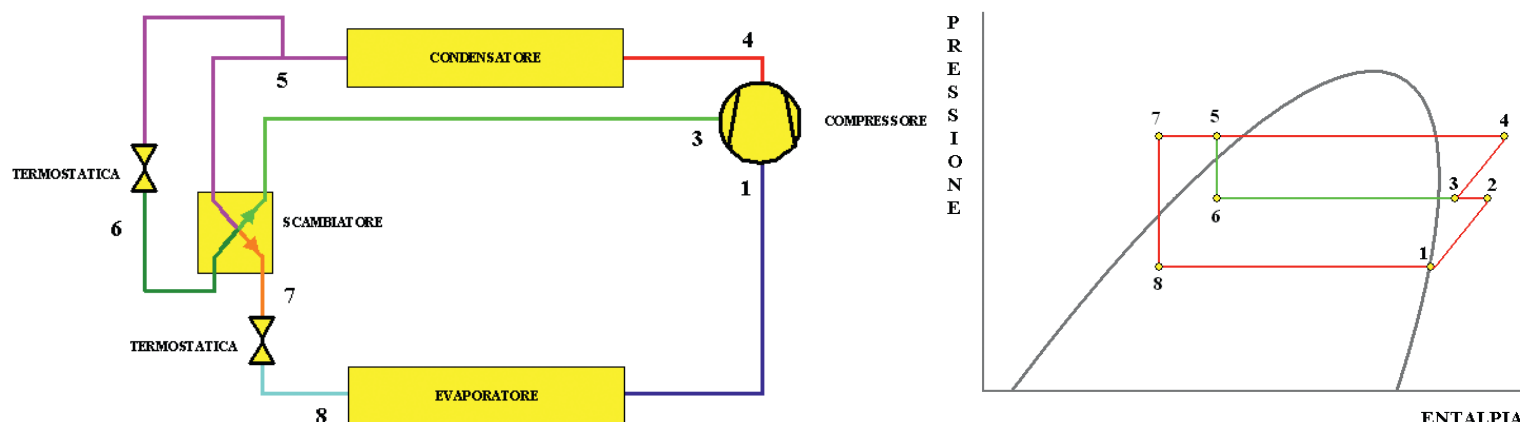
La Tabella 1 mostra le temperature in ingresso in uscita di ogni singola fase del processo desurriscaldamento, condensazione sotto raffreddamento nello scambiatore della pompa di calore.

Si può notare come la temperatura in uscita dal processo di condensazione vero e proprio sia molto più alta quando il salto termico è di 25°C, proprio grazie alla bassa portata all'interno dello scambiatore e alla riduzione dell'approccio tra temperatura dell'acqua e temperatura del refrigerante. A parità di salto termico, il refrigerante R410A si comporta meglio in termini di temperatura di condensazione, grazie al contributo del di surriscaldamento. A parità di rendimento del compressore e delle temperature di evaporazione e di condensazione, il punto 4, quello del refrigerante all'uscita del compressore, si trova più lontano dal punto 3, quello di inizio condensazione, nel caso di R410A a rispetto all'R134a. Ciò fa si che la potenza scambiata nel processo di desurriscaldamento sia maggiore e di consegeuneza la temperatura di condensazione sia più bassa, a parità di temperatura dell'acqua prodotta. In ogni caso, mentre con un salto termico di soli 5°C la temperatura di condensazione è sempre superiore alla temperatura dell'acqua prodotta, aumentando il salto termico il rapporto si inverte: è possibile produrre acqua a temperatura maggiore di quella di condensazione.

### Circuito frigorifero con economizzatore

Per migliorare il COP di una pompa di calore quando si produce acqua a elevata temperatura, si può usare un circuito frigorifero con economizzatore (Figura 6).

All'uscita del condensatore (punto 5) una parte del liquido viene spillata e subisce una prima laminazione attraverso una valvola termostatica, raffreddandosi (punto 6) fino alla temperatura di cambio di fase corrispondente alla pressione di uscita dal primo stadio di compressione. Quindi entra nell'economizzatore (uno scambiatore di calore), dove cede calore alla restante parte del liquido proveniente dal condensatore (punto 5), sottoraffreddandolo fino al punto 7. Il calore sottratto al liquido proveniente dal condensatore fa si che il refrigerante evapori in parte prima di entrare nel secondo stadio di compressione (nei compressori a vite è in contatto con una seconda luce di aspirazione posta circa a metà dei rotori). L'evaporazione completa avviene perché il refrigerante viene iniettato nel compressore, alle condizioni del punto 3. Durante l'iniezione il liquido

Figura 6 – **Circuito frigorifero con economizzatore**

vaporizza, sottraendo calore: in questo modo il vapore in uscita dal primo stadio di compressione (punto 2) si raffredda fino al punto 3.

In termini di efficienza l'uso dell'economizzatore permette un miglioramento dell'efficienza tanto maggiore quanto maggiore è il rapporto di compressione, tanto maggiore tanto più è alta la temperatura dell'acqua prodotta e bassa la temperatura della sorgente fredda.

Per contro, non permette di sfruttare il sottorafffreddamento indotto dall'elevato salto termico, perché è già sfruttato dall'economizzatore.

Figura 7 – **Cicli frigoriferi in serie**

### Circuito frigorifero a doppio stadio (in serie)

Una soluzione molto semplice per produrre acqua calda ad alta temperatura è quella di utilizzare due circuiti in serie tra di loro. Vi sono due soluzioni possibili (Figura 7):

- Con utilizzo di fluido intermedio: è la soluzione adottata nei sistemi ad anello di liquido. Il condensatore del primo ciclo frigorifero cede calore ad un fluido intermedio (generalmente acqua) che funge da sorgente fredda dell'evaporatore del secondo ciclo.
- A scambio diretto: il condensatore del primo ciclo corrisponde all'evaporatore del secondo: si utilizza uno scambiatore refrigerante-refrigerante.

Se la soluzione permette di raggiungere alti valori di temperatura dell'acqua, perché la sorgente fredda del secondo ciclo si trova ad una temperatura sufficientemente alta, tuttavia non produce grandi risultati dal punto di vista energetico.

Osservando la Figura 7 si può scrivere:

$$COP_T = \frac{P_T}{P_{A1} + P_{A2}} = \frac{COP_1\, COP_2}{COP_1 + COP_2 - 1} \qquad (2)$$

dove:

$COP_T$ efficienza totale del sistema

$P_T$ Potenza totale fornita (porporzionale a h2a-h3a)

$P_{A1}$ Potenza elettrica assorbita dal ciclo 1 (porporzionale a $h_2 - h_3$)

$P_{A2}$ Potenza elettrica assorbita dal ciclo 2 (porporzionale a $h_{2a} - h_{3a}$)

$COP_1$ efficienza totale del ciclo 1

$COP_2$ efficienza totale del ciclo 2

Tanto per fare un esempio, se entrambi COP dei cicli 1 e 2 fossero uguali a 4, il $COP_T$ totale derivante dalla (2) sarebbe uguale a 2,29. Mettere in serie due cicli frigoriferi non può portare a buoni risultati energetici.

### Circuito frigorifero in cascata

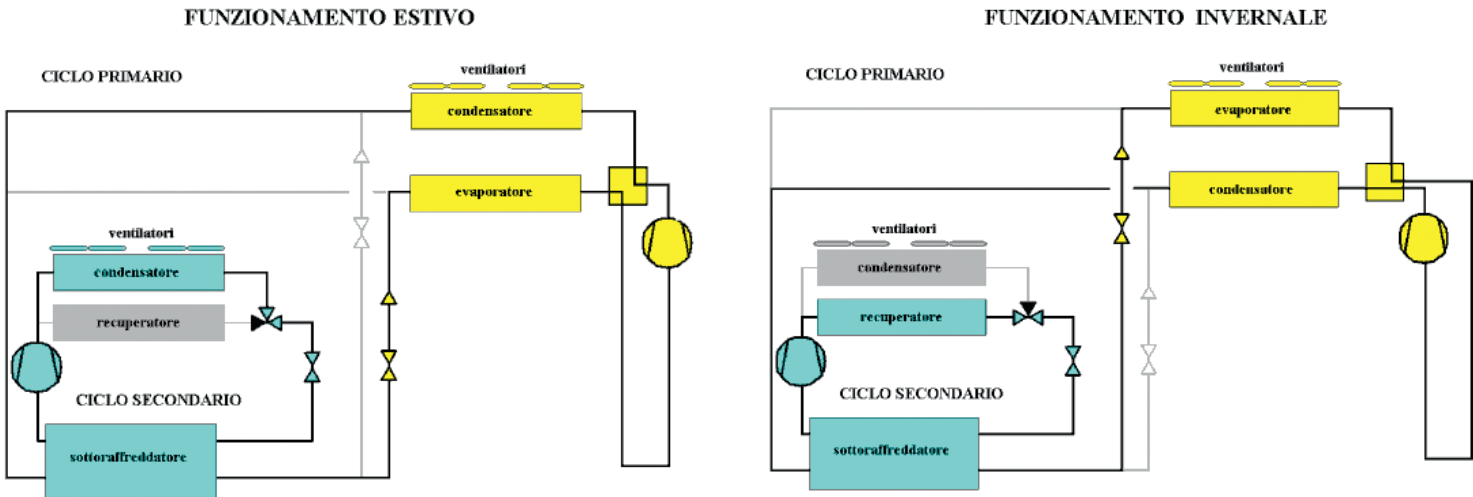
Una interessante alternativa ai cicli in serie è quella di due cicli frigoriferi posti in cascata tra di loro (Vio 2006) in cui l'evaporatore del circuito secondario funge da sottoraffreddatore del circuito primario (Figura 8).

La soluzione è oggetto di almeno due brevetti praticamente simultanei, uno italiano ed uno statunitense.

I vantaggi sono notevoli. La temperatura di evaporazione del circuito secondario è sempre molto elevata, attorno a 10°C, in qualunque condizione di funzionamento. Ciò fa si che:

- La stessa potenza possa essere raggiunta con compressori più piccoli: evaporando a 10°C in ogni condizione, il compressore del ciclo secondario ha una potenza resa nettamente superiore a quella del compressore del ciclo primario.
- Per lo stesso motivo l'efficienza energetica del secondo ciclo aumenta. I vantaggi sono tanto maggiori quanto più alta è la temperatura di condensazione e più bassa è la temperatura di evaporazione. Nel funzionamento in pompa di calore, con acqua prodotta a 45°C l'incremento del COP rispetto a un ciclo tradizionaleè 25% con aria esterna pari a -5°C di aria esterna, e del 4% con aria esterna pari a 15°C.
- È possibile produrre acqua calda ad alta temperatura (superiore a 60°C) nel ciclo secondario dal momento che la temperatura di evaporazione è elevata e costante, in ogni condizione di funzionamento.

Dal punto di vista costruttivo in una pompa di calore si hanno dei risparmi notevoli, in quanto il circuito secondario è configurato come un recupero totale, non come una pompa di calore. Anche in questo caso non si può sfruttare il sottoraffreddamento indotto dall'elevato salto termico, almeno nel circuito primario. È un'ottima soluzione per le pompe di calore a CO2, nel caso non si riesca ad avere una temperatura dell'aria di ritorno sufficientemente bassa.

Figura 8 – **Cicli in cascata in configurazione pompa di calore**

## POMPE DI CALORE A $CO_2$

L'utilizzo della $CO_2$ come refrigerante delle pompe di calore è un tema molto dibattuto, perché si tratta di una sostanza naturale con un effetto serra oltre 1000 volte inferiore di quello dei refrigeranti chimici. Del resto la $CO_2$ è utilizzata già come refrigerante nei circuiti di bassa temperatura dei sistemi a doppio stadio nella frigoconservazione alimentare e già in alcune pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, ma non negli impianti di riscaldamento.

Tutto dipende dalle sue caratteristiche: la $CO_2$ ha un punto critico di poco superiore a 30°C e, pertanto, può essere utilizzata come un normale refrigerante se la condensazione avviene al di sotto di questo valore (nei sistemi a doppio stadio della frigoconservazione la condensazione avviene a circa -10°C). Al contrario, se la condensazione avviene al di sopra di 30°C, si deve adottare un ciclo transcritico: non vi è più un cambio di fase durante la cessione di calore all'impianto, ma solo il raffreddamento di gas caldo. A questo punto entra fortemente in gioco la temperatura dell'acqua che deve essere riscaldata: se è bassa, come nel caso dell'acqua sanitaria (circa 15°C), la potenza fornita e il COP sono elevati, altrimenti no.

Il diagramma di sinistra della figura 9 chiarisce il problema: si supponga di avere una pompa di calore a $CO_2$ evaporante ad aria che debba riscaldare l'acqua di ritorno da un impianto alla temperatura 40°C. Si supponga anche che la pompa di calore stia lavorando con aria esterna -3°C (temperatura di evaporazione -10°C). Il ciclo da esaminare è quello azzurro: all'uscita del compressore la $CO_2$ si trova ad una temperatura di 124°C e ad una pressione di 10 MPa (100 Bar) e cede calore all'impianto raffreddandosi fino al punto 2, dove la temperatura scende a 45°C. La pompa di calore a $CO_2$ permette quindi di raggiungere temperature di produzione molto elevate, perché è elevata la temperatura all'uscita del compressore. La discriminante è la temperatura d'ingresso: se è quella di un tradizionale impianto di riscaldamento l'effetto utile (segmento tra il punto 1 e il punto 2) è limitato, come lo è anche il COP = 2,05. Inoltre la pressione di lavoro è molto elevata e non potrebbe essere diversamente, a causa della conformazione delle curve di temperatura (curve rosse nella figura). Infatti, se si vuole recuperare sia potenza che efficienza (in modo minore), l'unica possibilità è aumentare ulteriormente la pressione: portandola come nel ciclo giallo a 11 MPa (110 bar) si aumenta l'effetto utile del 16% (diventa il segmento tra 1a e 2a) e il COP dell'8%. La temperatura nel punto 1a sale a 134°C, mentre quella del punto 2° rimane ovviamente invariata.

L'unica possibilità per aumentare sia l'effetto utile che il COP è quella di abbassare la temperatura dell'acqua in ingresso. Il diagramma di destra di figura 9 mostra cosa accadrebbe se la temperatura di ingresso scendesse a 25°C, temperatura limite, ma raggiungibile con terminali che lavorino ad alto salto termico: la pressione di alimentazione ottimale scenderebbe a 8 Mpa (80 bar) il COP salirebbe a 3,24, valore di totale eccellenza con una temperatura dell'aria così bassa. La temperatura del punto 1 si ridurrebbe a 101°C, comunque sufficientemente elevata, mentre la temperatura del punto 2 scenderebbe a 30°C. La potenza fornita salirebbe del 23% rispetto al ciclo azzurro della figura C1.

Figura 9 – **Pompa di calore a $CO_2$ – cicli transcritici**

BOX 1

BOX 2

## POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO

Le pompe di calore ad assorbimento sono in grado di produrre acqua calda a temperatura mediamente più elevata di quelle acompressione, anche se evaporanti ad aria. Possono raggiungere una temperatura prossima ai 70°C con temperatura dell'aria esterna di -20°C, pur mantenendo un'ottima efficienza energetica, sempre superiore a quelle delle caldaie (Lazzarin 2010).

L'aumento di salto termico fino a 20°C e oltre porta a un aumento del COP, tanto che i produttori consigliano vivamente i progettisti di adottare questa soluzione.

## SISTEMI MISTI ESPANSIONE DIRETTA-IDRONICI

Da qualche anno quasi tutti i principali produttori asiatici propongono sistemi misti espansione diretta-idronici. Si tratta sostanzialmente di un sistema VRF-VRV a recupero totale di calore che, invece di lavorare su terminali interni ad aria, lavora su scambiatori di calore in grado di produrre acqua calda a bassa temperatura in inverno e acqua refrigerata in estate da inviare a dei terminali idronici. Inoltre è in grado di produrre acqua calda ad alta temperatura sia per l'acqua calda sanitaria, sia per i radiatori (Calabrese, 2012).

Nei sistemi VRF-VRV misti è possibile produrre in inverno sia acqua calda a media temperatura (fino a 45°C -50°C), sia acqua calda ad alta temperatura.

La produzione di acqua calda a media temperatura in inverno avviene mediante scambiatori refrigerante-acqua posti in parallelo alle unità interne ad aria, utilizzate prevalentemente per la climatizzazione estiva (Figura 10), ma anche come supporto ai terminali ad acqua nelle condizioni critiche invernali.

I moduli idronici potrebbero esistere da soli, senza che siano presenti le unità interne ad aria. Questa configurazione potrebbe essere interessante nel recupero energetico di impianti esistenti di tipo idronico, dove si volesse solamente sostituire i generatori.

Per produrre in modo efficiente acqua calda ad alta temperatura, si utilizzano sistemi VRF a doppio stadio "separato". La soluzione va bene sia per la produzione di acqua calda sanitaria, sia per la produzione di acqua ad alta temperatura da fornire ai radiatori. Il primo stadio è formato da un circuito VRF a recupero di calore, funzionante a R410A e dedicato alla climatizzazione degli ambienti. Su questo primo stadio si innesta il secondo stadio, ovvero il modulo di produzione dell'acqua calda ad alta temperatura, formato da una pompa di calore con refrigerante R134a il cui condensatore è uno scambiatore refrigerante-acqua, come quello di una pompa di calore per impianti idronici, mentre l'evaporatore è uno scambiatore refrigerante R134a - refrigerante R410A. Quindi, l'evaporatore del secondo stadio è anche uno dei condensatori del primo stadio. L'utilizzo del refrigerante R134a permette di produrre acqua calda ad alta temperatura (70°C), sia per la produzione di acqua calda sanitaria, sia per alimentare eventuali radiatori.

Si comprende il senso dell'aggettivo "separato". Rispetto ai circuiti frigoriferi delle pompe di calore idroniche a doppio stadio, che permettono di produrre acqua calda ad alta temperatura, che, però, lavorano sempre con i due circuiti frigoriferi in serie, per cui il livello termico raggiunto è uno solo.

Con i sistemi VRF a doppio stadio "separato", invece, la produzione di acqua calda ad alta temperatura vive di vita autonoma rispetto al resto dell'impianto: la produzione di energia termica per i terminali di climatizzazione avviene a temperatura di condensazione bassa, in quanto inseriti nel primo stadio. L'aumento del livello termico si ha solo quanto serve e solo laddove serve grazie al secondo stadio formato dal modulo di produzione dell'acqua calda. L'efficienza è, quindi, tanto più alta quanto maggiore è l'energia richiesta dai terminali di climatizzazione

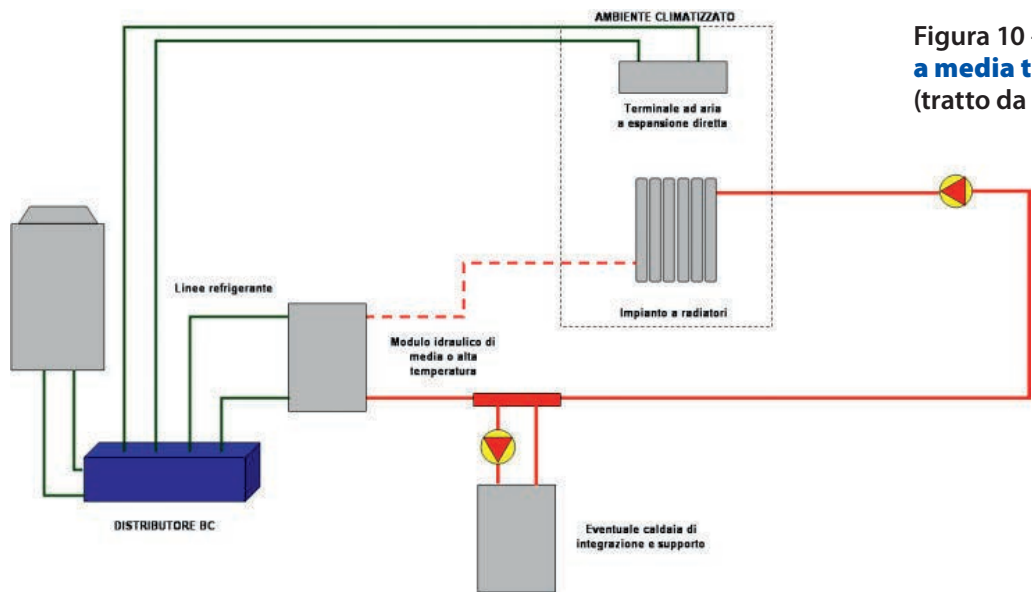



Figura 10 – **Produzione a media temperature** (tratto da Calabrese 2012)

**BOX 3**

### Soluzioni basate sulla circuitazione idraulica

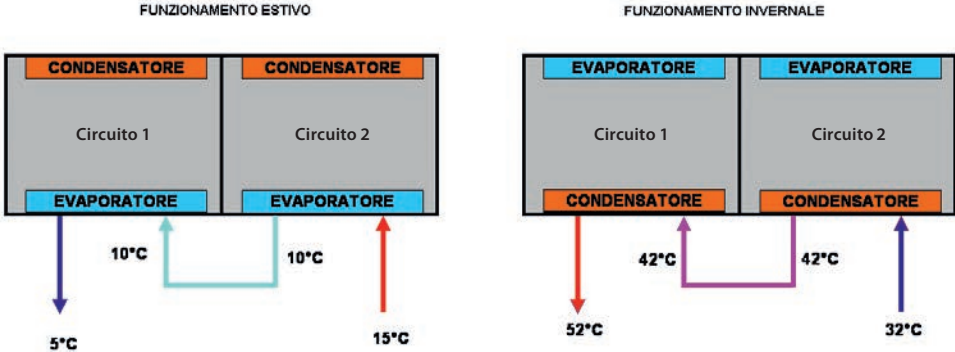
Ultimamente è stato proposto un nuovo concetto di refrigeratore, dotato di due o più circuiti frigoriferi indipendenti, posti in serie sul lato evaporatore, come mostrato in Figura 12. In entrambi i casi è possibile utilizzare salti termici maggiori: da 10°C a 20°C nel funzionamento estivo e da 10°C a 40°C nel funzionamento invernale.

I due circuiti frigoriferi lavorano ad efficienza energetica diversa tra loro, maggiore quella del circuito frigorifero 2 e minore quella del circuito frigorifero 1. L'efficienza che ne deriva è comunque sempre maggiore a quella di un gruppo frigorifero tradizionale che lavori con la stessa temperatura media dell'acqua tra entrata e uscita.

La tabella 2 mostra l'andamento del COP nel caso di produzione dell'acqua a 66°C con aria esterna a -7°C. Il circuito 1 è equipaggiato con R410A e il circuito 2 con R134a.

Tabella 2 – **Andamento del COP nel caso di circuiti in serie idraulicamente**

| T aria esterna | T acqua in [°C] | T acqua out | COP complessivo | COP circuito 1 | COP circuito 2 |
|---|---|---|---|---|---|
| -7 | 32,5 | 66,3 | 2,22 | 2,78 | 1,85 |
| 0 | 30,7 | 56,5 | 3,21 | 3,54 | 2,93 |
| 7 | 28,5 | 46,1 | 4,33 | 4,58 | 4,10 |
| 14 | 25,5 | 33,9 | 6,04 | fermo | 6,04 |

Figura 12 – **Pompa di calore con scambiatori posti in serie** per massimizzare l'efficienza energetica

rispetto a quella prodotta ad alta temperatura.
Di fatto, si effettua un recupero di calore creando un circuito in serie: si sfrutta l'alta temperatura del calore condensazione del primo stadio, altrimenti dissipato nell'aria esterna, per far evaporare a temperatura elevata la pompa di calore a R134a dedicata (Figura 11).
Il sistema è adatto quando i radiatori richiedono in qualche istante temperature di acqua in ingresso superiore a 55°C. Il modulo ad alta temperatura da solo potrebbe bastare, perché in grado di soddisfare le esigenze dei radiatori. Tuttavia, se si vuole ottimizzare l'efficienza energetica, conviene inserire anche un modulo a media temperatura. Il fabbisogno dei radiatori di acqua ad alta temperatura è necessario solamente per pochi giorni all'anno, durante le ore più fredde, mentre i tutte le altre condizioni il radiatore può essere alimentato a temperatura inferiore. Pertanto il collegamento ai due moduli termici può essere effettuato con due valvole a tre vie automatizzate: i radiatori lavorano connessi al modulo idronico ad alta temperatura fintantoché la temperatura dell'aria esterna è inferiore a 4°C, a quello a media temperatura negli altri casi. In questo modo il modulo idronico ad alta temperatura funziona a servizio dei radiatori solamente per brevi periodi dell'anno, mentre in tutti gli altri lavora solo per produrre acqua calda sanitaria. Il sistema VRF misto in più permette di collegare alle unità esterne centralizzate delle unità a aria per la climatizzazione estiva e di eventuale integrazione in inverno.

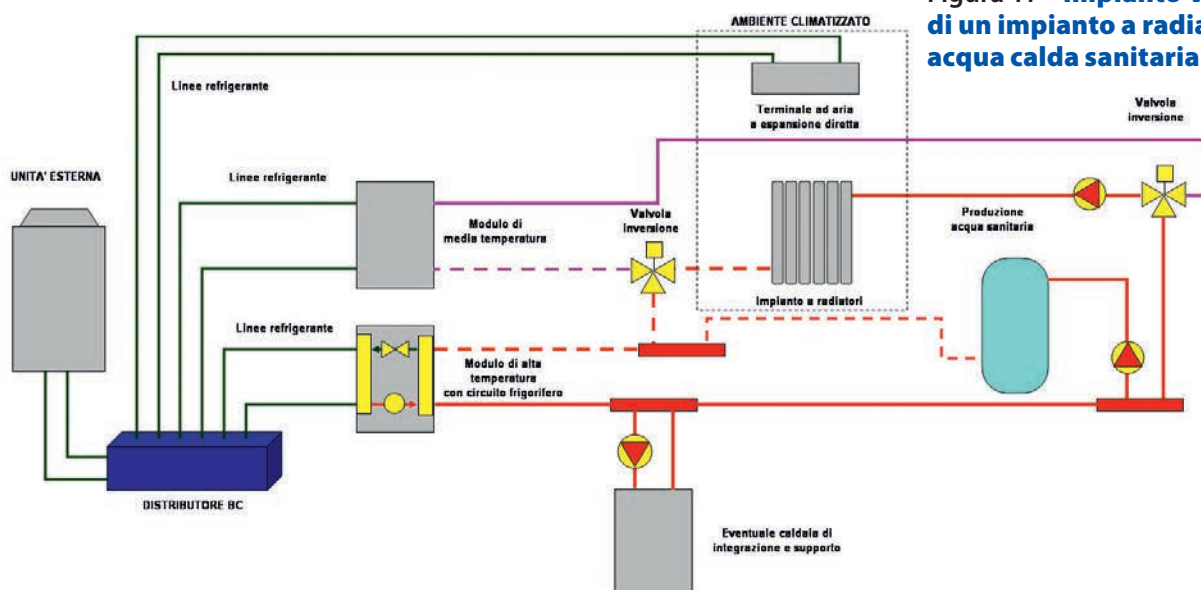



Figura 11 – **Impianto VRF misto a servizio di un impianto a radiatori e produzione di acqua calda sanitaria** (tratto da Calabrese 2012)

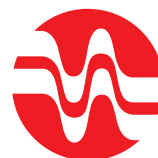
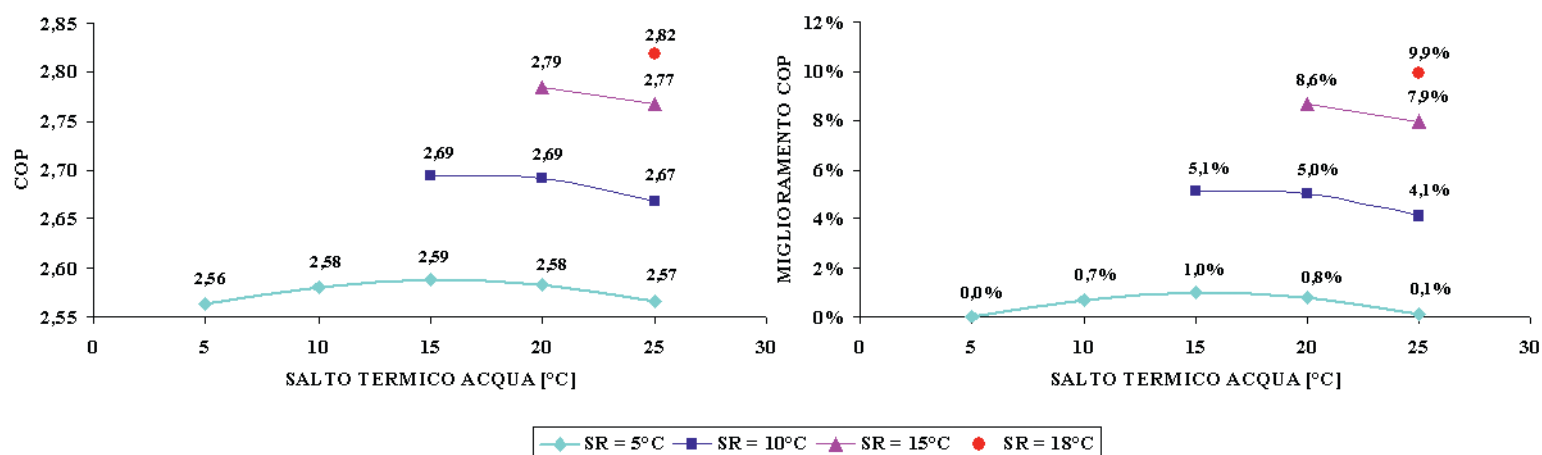



**Figura 13 – Temperatura media del terminale 45°C – COP e miglioramento del COP per una pompa di calore con circuito tradizionale, all'aumento del salto termico (condizioni di progetto)**

## SOLUZIONI IN FUNZIONE DEL LIVELLO TERMICO

In funzione del livello termico massimo che si vuole raggiungere è conveniente scegliere soluzioni diverse. La valutazione che segue è solo indicativa, perché i valori di COP che derivano riguardano solo la parte compressori, nell'ipotesi che le curve di rendimento dei compressori stessi siano tutti uguali, indipendentemente dal tipo di refrigeranteutilizzato. Ovviamente una progettazione accurata della pompa di calore può dare dei risultati diversi.

Inoltre la valutazione non tiene conto della riduzione delle spese di pompaggio dovute all'incremento di salto termico, quindi alla diminuzione di portata dell'acqua.

### Temperatura media terminali 45°C

Per questo livello termico tradizionalmente si usa una pompa di calore equipaggiata con R410A e progettata per salto termico al condensatore ΔT = 5°C. L'aumento del salto termico al condensatore migliora nettamente le prestazione alle condizioni di progetto (in questo caso aria esterna a -7°C) e permette di produrrre acqua fino alla temperatura di 57,5°C, nel caso di ΔT = 25°C (Figura 13). Il sottoraffreddamento massimo raggiungibile è di SR = 18°C.

Si possono utilizzare anche pompe di calore con economizzatore, sempre equipaggiate con R410A. Se si vuole usare una pompa di calore a $CO_2$ è possibile lavorare con un salto termico ΔT prossimo ai 50°C (temperatura ingresso radiatori 70°C, temperatura di uscita di poco superiore alla temperatura ambiente).

La Figura 14 mostra, per macchine evaporanti ad aria, un confronto effettuato tra:

**a)** Pompa di calore tradizionale equipaggiata con R410A, dimensionata per ΔT = 5°C (ingresso acqua 42,5°C, uscita acqua 47,5°C) e sotto raffreddamento SR = 5°C

**a)** Pompa di calore equipaggiata con R410A con salto termico aumentato ΔT = 25°C (ingresso acqua 32,5°C, uscita acqua 57,5°C) e sottoraffreddamento SR = 18°C

**a)** Pompa di calore equipaggiata con R410A e economizzatore e dimensionata per ΔT = 5°C (ingresso acqua 42,5°C, uscita acqua 47,5°C)

**a)** Pompa di calore a $CO_2$: in questo caso il salto termico al condensatore è ΔT = 40°C (ingresso acqua 25°C, uscita acqua 65°C) in modo da far funzionare la pompa di calore con la temperatura più bassa possibile.

Nel diagramma a sinistra è mostrato l'andamento del COP delle soluzioni confrontate al variare della temperatura dell'aria esterna e del carico, mentre nel diagramma a destra si vede l'incremento di COP rispetto alla soluzione tradizionale (PdC a R410A, ΔT = 5°C, sottorafffreddamento 5°C).

La pompa di calore a $CO_2$ garantisce le prestazioni migliori fino a circa 8°C dell'aria esterna, poi peggiora a causa dell'elevato salto di pressione che deve comunque garantire il compressore (il ciclo non riesce mai a diventare subcritico). La pompa di calore tradizionale dimensionata per un elevato salto termico ed elevato sottoraffreddamento si comporta sempre meglio della pompa di calore con economizzatore.

Lavorare sull'elevato salto termico permette di sfruttare al meglio le caratteristiche delle pompe di calore a $CO_2$, rendendole da subito disponibili anche per gli impianti di riscaldamento e non solo per la produzione di acqua calda sanitaria. Per le pompe di calore equipaggiate con refrigeranti tradizionali, come R410A, l'aumento di salto termico comporta un miglioramento notevole dell'efficienza anche con circuiti frigoriferi semplici, sprovvisti di economizzatore.

### Temperatura media terminali 55°C

L'aumento di livello termico comporta, in un circuito frigorifero

**Figura 14 – Temperatura media del terminale 45°C – COP e miglioramento del COP per diverse soluzioni**

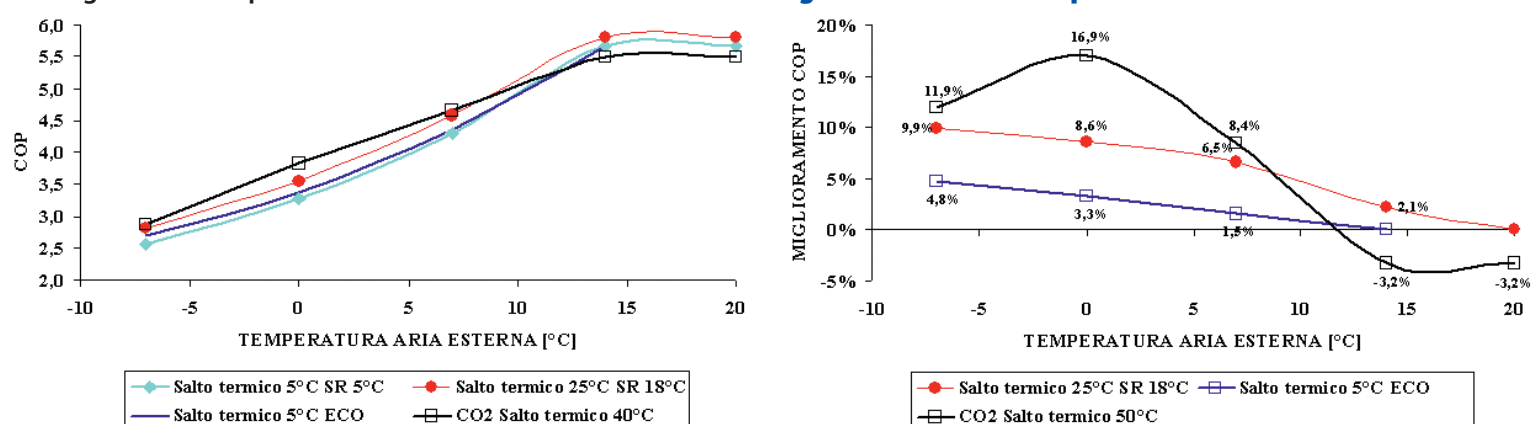
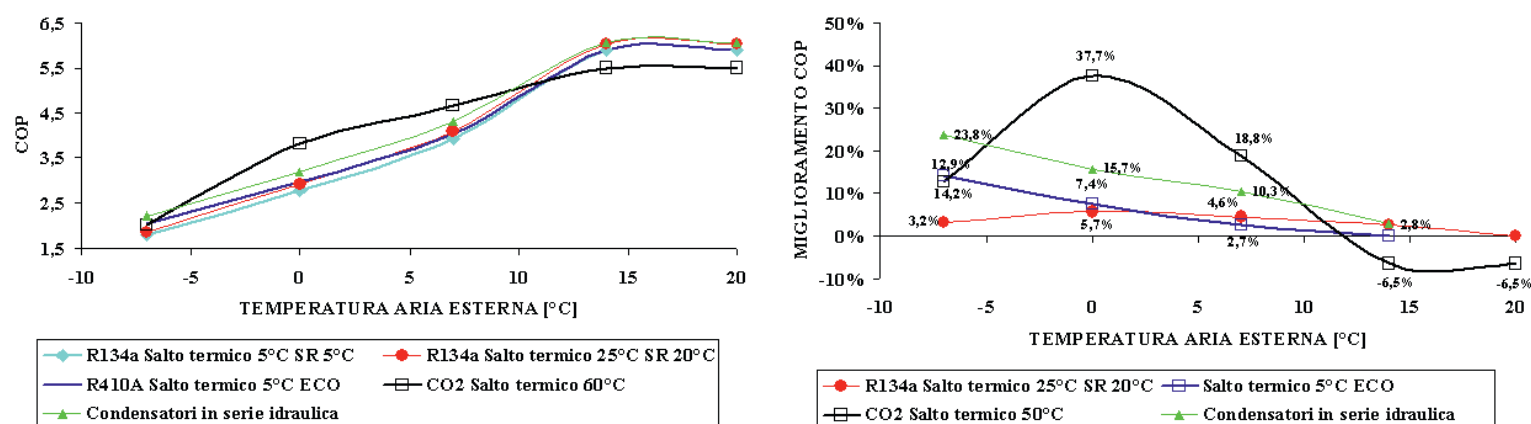



**Figura 15 – Temperatura media del terminale 45°C – COP e miglioramento del COP per diverse soluzioni**

tradizionale un passaggio di refrigerante da R410A a R134a, per il quale si riducono i vantaggi connessi all'aumento del salto termico e conseguente aumento del sottoraffreddamento. L'utilizzo del R410A è possibile solo utilizzando un circuito frigorifero con economizzatore.

La Figura 15 mostra, per macchine evaporanti ad aria un confronto effettuato tra:

**a)** Pompa di calore tradizionale equipaggiata con R134a, dimensionata per ΔT = 5°C (ingresso acqua 52,5°C, uscita acqua 57,5°C) e sottoraffreddamento SR = 5°C

**b)** Pompa di calore equipaggiata con R134a con salto termico aumentato ΔT = 25°C (ingresso acqua 42,5°C, uscita acqua 67,5°C) e sottoraffreddamento SR = 20°C

**c)** Pompa di calore equipaggiata con R410A e economizzatore, dimensionata per ΔT = 5°C

**d)** Pompa di calore a CO2: in questo caso il salto termico al condensatore è ΔT = 60°C (ingresso acqua 25°C, uscita acqua 85°C) in modo da far funzionare la pompa di calore con la temperatura più bassa possibile

**e)** Circuiti frigoriferi posti in serie idraulica sui condensatori, salto termico complessivo 30°C (ingresso acqua 40°C, uscita acqua 70°C): il primo circuito, quello che riceve l'acqua in ingresso, è equipaggiato con R410A, mentre il secondo è equipaggiato con R134a

Nel diagramma a sinistra è mostrato l'andamento del COP delle soluzioni confrontate al variare della temperatura dell'aria esterna e del carico, mentre nel diagramma a destra si vede l'incremento di COP rispetto alla soluzione tradizionale (PdC a R134a, ΔT = 5°C, sottorafffreddamento 5°C).

La pompa di calore a CO2 grantisce prestazioni ottime fino a temperature dell'aria esterna di 12°C circa. L'aumento di COP rispetto alle soluzioni tradizionali è davvero notevole, perché sfiora il 40% con temperature dell'aria attorno a 0°C. Sconta il fatto di richiedere una temperatura dell'acqua di mandata molto elevata nelle condizioni di progetto (85°C), difficilmente gestibile in molti impianti. La soluzione sarebbe ridurre il salto termico, ma ciò comporterebbe una penalizzazione alle basse temperature dell'aria esterna, perché la temperratura d'ingresso dell'acqua supererebbe i 30°C, con riduzione del COP, nelle cindizioni più critiche (l'incremento di COP resterebbe, però, sostanzialmente invariato quando la temperatura dell'aria esterna sale a 0°C, perché la temperatura di produzione potrebbe scendere attorno a 70°C e anche quella di ingresso diminuire fino a 25°C).

Un'ottima alternativa è rappresentata dalle macchine con circuiti frigoriferi posti in serie idraulicamente, in grado comunque di migliorare il COP in modo consistente rispetto a una pompa di calore tradizionale equipaggiata con R134a. Anche la pompa di calore equipaggiata con R410A ed economizzatore permette di raggiungere buoni valori di COP.

Con valori termici così elevati le pompe di calore ad assorbimento diventano una soluzione molto vantaggiosa.

### Temperatura media terminali 65°C

Più si alza la temperatura media dei terminali, meno è possibile sfruttare un elevato salto termico. Infatti, limitando a 80°C la temperatura d'ingresso in un radiatore, il massimo ΔT possibile è 30°C, che comporta una temperatura d'ingresso al condensatore della pompa di calore di 50°C. In queste condizioni, le pompe di calore a CO2 non sono utilizzabili.

Le soluzioni più idonee sono rappresentate dalle macchine con circuiti frigoriferi a doppio stadio, oppure in cascata e dalle pompe di calore ad assorbimento.

## CONCLUSIONI

Le pompe di calore sono generatori particolarmente adatti al retrofit di impianti esistenti a radiatori, soprattutto se inseriti in edifici dove sia possibile effettuare interventi anche leggeri di miglioramento dell'isolamento termico.

Tuttavia è necessario ripensare ai criteri di progettazione di queste macchine, adattandole per funzionare con salti termici sul lato acqua molto maggiori, in modo da migliorare il COP di funzionamento. ■

* *Michele Vio,* Presidente AiCARR

## BIBLIOGRAFIA


- Calabrese C. 2012: "L'utilizzo delle pompe di calore nella riqualificazione energetica degli impianti a radiatori"; Aicarr Journal n. 12
- Lazzarin R. 2010: "Le pompe di calore ad assorbimento: tecnologia e potenzialità", convegno AICARR, Bologna ottobre 2010
- Vio M. 2006: "Cascade Refrigerating Cycles for High Efficiency Chillers and Heat Pumps", 5th International Conference on Sustainable Energy Technologies. Vicenza, settembre 2006
- Vio M. 2008: "Evoluzione tecnologica delle macchine frigorifere logiche di regolazione", CdA, novembre

*Da affiancarsi alla normativa nazionale, le linee-guida si configurano come uno strumento utile per un primo dimensionamento del sistema costituito dagli scambiatori, verticali o orizzontali, deputati al trasferimento di calore tra terreno e fluido termovettore della pompa di calore*

# Progettazione dei campi geotermici per pompe di calore a terreno. *Le linee-guida*

*di Antonio Capozza, Michele De Carli e Angelo Zarrella*

Il lavoro fa riferimento alla tematica delle pompe di calore a terreno, o geotermiche, ossia quella categoria di pompe di calore che prelevano (e rigenerano) calore dal terreno, che costituisce la sorgente fredda, per fornire riscaldamento invernale ed acqua calda sanitaria in ambito civile. Qualora tali macchine funzionino in modo invertibile, esse possono, nella stagione estiva, raffrescare l'ambiente interno prelevandone il calore; tale calore, unito all'energia (elettrica nelle macchine a compressione, termica in quelle ad assorbimento) fornita dall'esterno per l'azionamento della macchina, viene ceduto al terreno. Il funzionamento alternato della pompa di calore in regime di riscaldamento e raffrescamento permette la rigenerazione del terreno e un funzionamento appropriato del sistema, garantendo stabilità termica al terreno e buone prestazioni energetiche dell'impianto.

## Un'attività RSE in collaborazione con l'Università degli Studi di Padova

La presente memoria è finalizzata alla diffusione dei risultati riguardanti studi e attività che RSE, congiuntamente con l'Università degli Studi di Padova – DII, ha svolto nell'ambito di un progetto di ricerca, finanziato dal Fondo di Ricerca per il Sistema Elettrico (Ricerca di Sistema) ed i cui risultati vengono resi pubblicamente disponibili. L'attività specifica di ricerca ha inteso fornire linee-guida utilizzabili dagli operatori che sono particolarmente interessati dagli aspetti geotermici delle pompe di calore a terreno a circuito chiuso, sia verticali che orizzontali. Infatti, sebbene le pompe di calore ad acqua sono oramai conosciute, studiate e prodotte industrialmente da anni, tuttavia la particolare versione geotermica è di limitato utilizzo a livello nazionale, in parte per una scarsa consapevolezza dei suoi vantaggi, in parte per la maggiore cura necessaria nella progettazione e in particolare per il dimensionamento dello scambiatore a terreno, in assenza della quale si verificano fenomeni a lungo termine di degradazione termica che vanificano buona parte dei benefici della soluzione.

## Uno strumento complementare rispetto alle procedure esistenti

Le suddette linee-guida si configurano come uno strumento utile per un primo dimensionamento del

PERFORAZIONE DI UN POZZO GEOTERMICO

sistema costituito dagli scambiatori, verticali o orizzontali, deputati al trasferimento di calore tra terreno e fluido termovettore della pompa di calore. Tale strumento è destinato a soddisfare prevalentemente esigenze di uffici e studi tecnici che desiderino valutare questa particolare tecnologia per gli edifici da loro esaminati e necessitino di indicazioni e suggerimenti generali per un approccio di primo tentativo. Infatti, tali contesti tecnici non possono più rinunciare ad una conoscenza seppur minimale della "taglia" del problema e delle conseguenze delle loro scelte prima di affidare il progetto a studi specialistici, anche allo scopo di emettere capitolati con specifiche tecniche circostanziate e con buona cognizione di causa. Supponendo ad esempio già effettuata la scelta a favore di una configurazione a scambiatori verticali, tali strutture tecniche hanno sistematicamente manifestato la necessità di strumenti che forniscano valutazioni conservative e di larga massima delle dimensioni di ingombro del campo geotermico, per di più a fronte della conoscenza di un insieme spesso limitato di parametri fisici dell'edificio e del terreno.

Occorre infine sottolineare esplicitamente che queste linee-guida intendono essere complementari — e non alternative o sostitutive — rispetto a procedure esistenti, a rassegne di pubblicazioni sul dimensionamento e sulla progettazione e alle norme nazionali specifiche quali (UNI, 2012a) (UNI, 2012b) (UNI, 2012c), per la cui redazione ha operato un gruppo di lavoro in ambito CTI. Tale norme sono e rimangono peraltro l'unico riferimento formale per dimensionamento, progettazione e aspetti realizzativi ed ambientali.

## ORGANIZZAZIONE DELLE LINEE-GUIDA

Viene qui di seguito brevemente sintetizzata l'organizzazione delle linee-guida e vengono particolarmente evidenziati gli aspetti che ne costituiscono le peculiarità. Per ogni ulteriore dettaglio si fa il più ampio riferimento al rapporto emesso da RSE (Capozza et al, 2012a).

### Caratterizzazione dell'edificio

Un apposito spazio è stato dedicato alla caratterizzazione dell'esigenza che motiva il bisogno di climatizzazione invernale o estiva, ovvero del fabbisogno termico di edifici, nel caso specifico di quelli appartenenti all'ambito residenziale e terziario del settore civile. Per quanto riguarda il settore residenziale, sono stati richiamati dei risultati di un'elaborazione svolta in passato da RSE (Madonna, 2010), che ha portato ad individuare una serie di edifici-tipo, di differente tipologia (monofamiliare, piccolo, medio e grande

## *GLI ASPETTI GEOLOGICI*

**Uno degli argomenti più importanti nella progettazione di pompe di calore geotermiche è costituito dagli aspetti geologici del sottosuolo. La tematica è ampiamente trattata nella letteratura specialistica; ciononostante, alcuni elementi particolarmente meritevoli di attenzione sono stati esplicitamente considerati, in coerenza con le finalità generali — anche di rassegna — che hanno ispirato e motivato le presenti linee-guida. Gli elementi selezionati sono stati i seguenti (Capozza et al, 2012a):**

- **caratteristiche del terreno: sono state considerate le proprietà termofisiche (conduttività e capacità termica) del terreno secco ed umido e le modalità per la valutazione dell'andamento temporale della temperatura negli strati superficiali del terreno che risentono delle condizioni climatiche;**
- **caratteristiche della falda: la presenza di acqua di falda in moto si presenta in generale come un beneficio dal punto di vista dello scambio termico tra sonde e terreno, in quanto alla modalità puramente conduttiva si sovrappone, a volte in termini preponderanti, quella avvettiva; viene dato cenno delle principali metodologie idrodinamiche per la misura della velocità e della direzione del moto di falda, nonché delle principali accortezze che si rendono necessarie al fine di ottenere risultati affidabili; segue infine una rassegna critica dei programmi di calcolo disponibili in commercio e di pubblico dominio per la modellazione del trasporto di calore e di massa nelle acque sotterranee.**

## *THE POWER SYSTEM RESEARCH PROGRAMME AND THE GUIDELINES FOR THE DESIGN OF GROUND-SOURCE HEAT PUMP SYSTEMS*

Ground-source heat pump systems, which use the ground as a low temperature heat source, are a very attractive solution in areas where, during the winter season, the external air temperature is less than the ground one. On the other hand, if the heating load to the ground is not balanced by a cooling load of opposite sign, a phenomenon occurs of slow but progressive thermal drift into the soil surrounding the ground heat exchangers.
The topic has been widely debated, though specific needs emerged within the specialist context:

- increased awareness of the geological aspects and in particular of the phenomenology and the characterisation of the groundwater flow; in fact, this can play an important role in cutting down the thermal drift or, on the contrary, in involving other geothermal fields in the thermal plume generated by one of them;
- development of simplified tools for the evaluation of the thermal drift occurring in the ground after a few years of operation;
- availability of simplified but realistic design instruments of the geothermal field, in the case of both horizontal and vertical exchangers, in either absence or presence of groundwater flow.

This paper shows the results of activities financed by the Italian Economic Development Ministry (Power System Research programme) in response to these needs and as a complement to the suggestions of the standards in force.



*Keywords:* **heat pumps, geothermal systems, HVAC.**

condominio), localizzazione (zone climatiche rappresentate tipicamente dalle città di Milano, Roma e Palermo) e vetustà (caratterizzata dalla particolare legislazione sull'edilizia che tali edifici rispettano). Sono stati poi valutati i corrispondenti fabbisogni di riscaldamento e raffrescamento su base oraria e con riferimento ad uno specifico annotipo, utilizzando la procedura oraria descritta nella norma (UNI, 2008). Le simulazioni basate su tale procedura hanno fornito i valori orari di fabbisogno termico, assumendo di avere a disposizione un impianto ideale, ossia capace di soddisfare in ogni momento il fabbisogno termico dell'edificio.

Per quanto concerne il settore terziario, la quantità di informazioni disponibili è risultata meno consistente ed è stata particolarizzata all'ambito degli uffici. I risultati sono disponibili in: Capozza et al, 2012a.

### Il dimensionamento del campo geotermico

Il dimensionamento del campo costituito dagli scambiatori geotermici viene esplicitato con pieno riferimento alle norme nazionali recentemente emesse (UNI, 2012); in particolare, le linee-guida sono corredate di due programmi applicativi, realizzati tramite fogli di calcolo Microsoft Excel, che implementano la procedura di dimensionamento per gli scambiatori orizzontali (applicativo "IGHSPA") e quella per gli scambiatori verticali (applicativo "ASHRAE").

A complemento di quanto le norme prevedono e a supporto dei calcoli che queste prevedono, si sono svolti i seguenti studi di approfondimento:

- nel caso di scambiatori orizzontali, viene fornito un metodo per il calcolo della temperatura nei primi strati del terreno indisturbato, che tiene conto dell'irraggiamento solare, dello scambio termico con l'aria e di quello con la volta celeste; viene inoltre fornito un metodo per la valutazione della temperatura media annua dell'aria in funzione della latitudine e della quota;
- nel caso di scambiatori verticali, viene indicato un metodo semplificato per un primo dimensionamento di massima del campo geotermico; viene inoltre presentato un metodo per la valutazione spaziale della deriva termica in geometria in pianta largamente arbitraria, con e senza moto di falda.

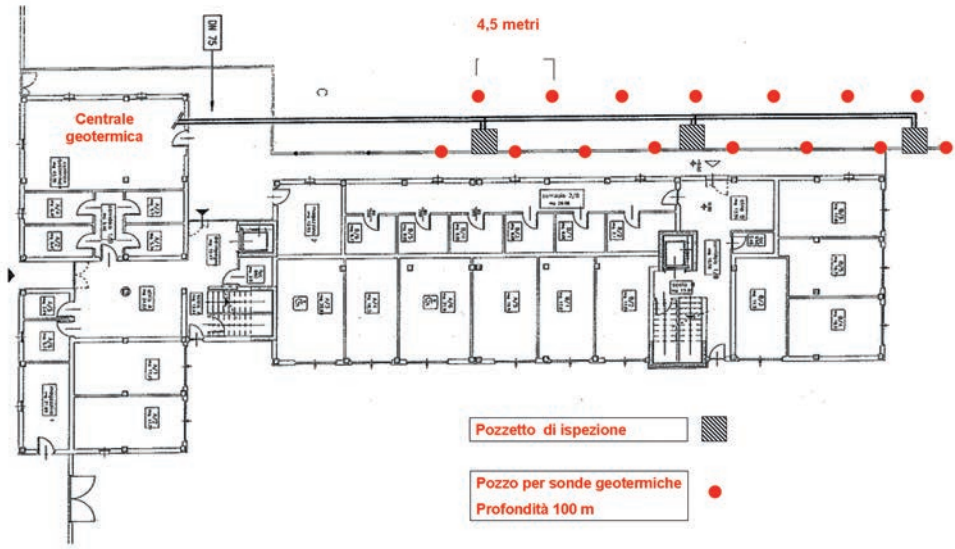



Figura 1 – **Impianto geotermico di Alessandria**

### Risultati su impianti reali

Un capitolo è stato dedicato alla descrizione di risultati sperimentali ottenuti in campagne di monitoraggio su impianti esistenti. Il primo impianto, a sonde geotermiche verticali, eroga unicamente il servizio di riscaldamento e produzione centralizzata di acqua calda sanitaria a una palazzina con 12 appartamenti (circa 80 m$^2$ cadauno) sita in Alessandria (Figura 1). A fronte del comportamento non soddisfacente dell'impianto, sono state prospettate

**SONDA VERTICALE**

**SONDA ORIZZONTALE** in trincea, modello Slinky

delle soluzioni impiantistiche volte a superare gli inconvenienti osservati.

Il secondo impianto, ancora a sonde verticali, si trova in un edificio sito in Mestre, ristrutturato e trasformato in uffici. L'edificio è servito da un sistema di climatizzazione a pannelli radianti a soffitto, integrati da aria primaria, facente capo ad una pompa di calore invertibile accoppiata al terreno. È risultato evidente dai risultati, come anche da più fonti si afferma, che l'efficienza di un sistema di climatizzazione basato su circuito geotermico non può essere valutata facendo riferimento alla sola pompa di calore, ma che è necessario considerare anche il funzionamento dei circuiti primari e secondari, ricorrendo a soluzioni tecnologiche avanzate per i sistemi di pompaggio.

Maggiori dettagli sulle campagne sperimentali descritte sono reperibili in: Capozza et al, 2012a. Più in generale, i risultati dei monitoraggi effettuati da RSE nell'ambito della Ricerca di Sistema dal 2010 ad oggi sono stati resi pubblicamente disponibili su Bazzocchi et al, 2010, e Bazzocchi e Croci, 2012.

## GLI STRUMENTI PER LA PROGETTAZIONE DEL CAMPO GEOTERMICO

Come detto, le linee-guida messe a punto contemplano da un lato una sorta di "spaccato" su tematiche selezionate, per le quali si è ritenuto utile un richiamo esplicito. Pur trattandosi di argomenti di base, la rilevanza del contenuto ha reso attraente la possibilità di raccogliere in un unico strumento quanto altrimenti disponibile in modo disperso e talora frammentario.

Dall'altro lato, d'altronde, si è già evidenziata la necessità di approfondimento di alcune tematiche e del conseguente sviluppo di metodologie di valutazione e di strumenti applicativi destinati al loro calcolo. Gli studi svolti e gli strumenti sviluppati in modo specifico e dedicato a tale scopo vengono qui di seguito descritti in dettaglio.

### Il calcolo della temperatura del terreno per il campo orizzontale

Lo scambiatore di calore orizzontale si interfaccia con una porzione superficiale del terreno, la cui temperatura è fortemente influenzata dalle condizioni climatiche. Di conseguenza, in questo caso è particolarmente importante la conoscenza della distribuzione spazio-temporale della temperatura nel terreno al variare della profondità e nel corso dell'intero anno.

Normalmente, la sollecitazione termica ambientale viene riferita allo scambio termico convettivo tra aria e superficie del terreno. Tuttavia è più corretto in questo caso tenere conto dell'apporto della radiazione solare incidente e dello scambio termico per irraggiamento con la volta celeste. La sollecitazione termica ambientale $Q_{amb}$ [W/m$^2$] complessiva per unità di superficie è espressa dall'Equazione (1):

$$Q_{amb} = h_{ext} \cdot (T_{ext} - T_{Se}) + a \cdot I - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{Se}^4 - T_{sky}^4) \quad (1)$$

dove $h_{ext}$ è il coefficiente convettivo esterno, [W/(m$^2$ K$^4$)], $T_{ext}$ è la temperatura dell'aria esterna, [K], a ed ε sono il coefficiente di assorbimento e l'emissività della superficie del terreno, (adim.), I è la radiazione solare incidente sul piano orizzontale, [W/m$^2$], σ è la costante di Stefan-Boltzmann, [W/(m$^2$ K$^4$)], $T_{sky}$ è la temperatura della volta celeste, [K] stimata tramite la seguente relazione (Swinbank, 1963):

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{ext}^{1,5} \quad (2)$$

La simulazione del processo termico indotto della condizioni climatiche negli strati superficiali del terreno è stata svolta secondo la modellazione in termini di resistenze e capacità termiche equivalenti delineata in Incropera e DeWitt, 1981, ed è stata implementata nell'applicativo denominato "TgCalc".

In condizioni estive, si osserva che l'apporto

**Figura 2 – Esempio di calcolo (TgCalc) per la determinazione delle temperature nel terreno nel caso in cui si tenga conto (a destra) o meno (a sinistra) degli scambi termici per irraggiamento. Diffusività = $9 \cdot 10^{-7}$ m²/s**

per irraggiamento porta a temperature del terreno maggiori di quelle conseguenti da uno scambio termico puramente convettivo. Nella

Figura 2 si riportano per confronto i risultati per Milano e per Palermo. Come si può vedere, tale apporto diventa importante nella stagione estiva riscontrandosi, ad una profondità di 1,5 m, valori di picco maggiori di circa 4-5°C, in dipendenza della località considerata.

### Il metodo per una prima approssimazione del campo verticale

Come premesso, è stato sviluppato uno strumento idoneo per un dimensionamento di prima approssimazione del campo geotermico costituito dagli scambiatori verticali. Tale strumento consente una valutazione della "taglia" del problema e delle sue conseguenze, soprattutto allo scopo di emettere specifiche circostanziate per un successivo progetto esecutivo.

Il metodo è basato sull'applicazione della procedura ASHRAE, recepita dalla norma recentemente emessa (UNI, 2012a), ad un cospicuo numero di edifici-tipo del settore residenziale, classificati per tipologia, zona climatica di localizzazione e vetustà (e quindi presumibili caratteristiche dell'involucro). Di questi si conosce il fabbisogno di riscaldamento e di raffreddamento (sensibile e latente), valutato mediante gli studi sopra descritti. A ciascuno di essi si associa una pompa di calore invertibile di caratteristiche note (COP di progetto = 3,8 ed EER di progetto = 3,3); la pompa di calore si accoppia con un terreno di caratteristiche termofisiche note e uniformi (conduttività termica = 1,7 W/(m K) e capacità termica volumica = 2,5 MJ/(m³ K)); l'accoppiamento avviene attraverso un sistema di scambiatori verticali di geometria nota (doppia U e diametro esterno = 32 mm) e layout in pianta a matrice con interasse noto (7 m). Infine, il diametro assunto per la perforazione è di 150 mm e la conduttività termica del materiale

**Tabella I – Metodo approssimato: risultati per la città di Milano**

| Tipologia | Vetustà | Edificio | | | | | Scambiatore di calore a terreno | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $S_c$ | $E_H$ | $E_C$ | $P_H$ | $P_C$ | $Q_a$ | $L_d$ | $L'$ | $N$ | $S$ |
| | | [m²] | [kWh] | [kWh] | [kW] | [kW] | [kW] | [m] | [m] | [-] | [m²] |
| Grande condominio | Rispetta 373/76 | 1920 | 182238 | -54495 | 119,04 | -114,70 | 8,369 | 3500 | 100 | 35 | 1715 |
| Grande condominio | Rispetta 10/91 | | 98946 | -55543 | 82,56 | -101,64 | 1,005 | 2000 | 100 | 20 | 980 |
| Grande condominio | Rispetta DPR 59/09 | | 48322 | -58898 | 55,68 | -86,28 | -4,021 | 1500 | 100 | 15 | 735 |
| Medio condominio | Rispetta 373/76 | 960 | 97209 | -24229 | 62,40 | -58,31 | 5,295 | 1800 | 100 | 18 | 882 |
| Medio condominio | Rispetta 10/91 | | 53357 | -24519 | 44,16 | -51,78 | 1,313 | 1000 | 100 | 10 | 490 |
| Medio condominio | Rispetta DPR 59/09 | | 26549 | -26801 | 29,76 | -43,14 | -1,420 | 700 | 100 | 7 | 343 |
| Piccolo condominio | Rispetta 373/76 | 480 | 56150 | -10655 | 34,08 | -29,15 | 3,533 | 1000 | 100 | 10 | 490 |
| Piccolo condominio | Rispetta 10/91 | | 32346 | -10564 | 24,00 | -25,89 | 1,407 | 600 | 100 | 6 | 294 |
| Piccolo condominio | Rispetta DPR 59/09 | | 15924 | -12140 | 16,32 | -21,57 | -0,293 | 351 | 117 | 3 | 147 |
| Monofamiliare | Rispetta 373/76 | 90 | 16571 | -1420 | 8,91 | -5,39 | 1,288 | 252 | 84 | 3 | 147 |
| Monofamiliare | Rispetta 10/91 | | 10651 | -1361 | 6,03 | -4,78 | 0,764 | 170 | 85 | 2 | 98 |
| Monofamiliare | Rispetta DPR 59/09 | | 5215 | -1684 | 3,96 | -4,06 | 0,230 | 100 | 100 | 1 | 49 |

## LA MAPPATURA SPAZIALE DELLA DERIVA TERMICA

Viene infine presentato un metodo per la valutazione spaziale della deriva termica originata da un gruppo di N scambiatori verticali, con geometria in pianta largamente arbitraria, rispetto ad un orizzonte temporale di funzionamento assegnato (normalmente, dieci anni).

La modellazione del singolo scambiatore, qualora il moto di falda sia trascurabile, viene svolta mediante il classico modello monodimensionale di sorgente lineare e infinita (Carslaw e Jaeger, 1959); di tale modello, ancorché semplificato, è però disponibile la soluzione analitica. Il campo termico complessivo viene determinato per sovrapposizione degli effetti originati dai singoli scambiatori. Un siffatto modello è stato implementato mediante l'applicativo LENGTH, il quale possiede interfacce dati ed utilità grafiche completamente sviluppate in ambiente Microsoft Excel. Mediante tale corredo modellistico-computazionale è stato possibile caratterizzare con rigore e chiarezza alcuni concetti di importante valenza progettuale, quali la temperatura di penalizzazione ed lo "storage volume" (ossia il volume di terreno effettivamente coinvolto nel processo di scambio termico). Si vedano a tale proposito gli studi descritti in (Capozza et al, 2012b).

La Figura 3 riporta un esempio di applicazione dell'applicativo LENGTH all'impianto monitorato in Alessandria e precedentemente descritto nel par. 2.4. Viene qui mostrata la mappatura spaziale, in un piano orizzontale, del decremento di temperatura atteso nel terreno dopo dieci anni di funzionamento.

Nel caso in cui il moto di falda non sia trascurabile, per la singola sonda si adotta il modello di sorgente mobile lineare infinita (Carslaw e Jaeger, 1959), che costituisce un'evoluzione di quello appena considerato. Anche in questo caso è disponibile una soluzione analitica, la cui implementazione è però più complessa e ha dato origine a studi specifici (Capozza et al, 2013). Il campo termico complessivo viene ancora determinato per sovrapposizione degli effetti originati dalle singole sonde e l'applicativo LENGTH è stato quindi esteso a questo tipo di problematica.

La Figura 4 mostra l'applicazione di LENGTH al caso di Alessandria laddove, a parità di tutti gli altri parametri, si consideri un moto di falda sviluppato lungo la direzione principale del campo geotermico e caratterizzato da una velocità efficace $U_{eff}$ di 4 m/anno, quale è quello che varie evidenze sperimentali hanno suggerito. La grandezza $U_{eff}$ è qui di seguito definita (Capozza et al, 2013) (UNI, 2012a):

$$U_{eff} = \frac{\rho_f\, c_f}{\phi \cdot \rho_f\, c_f + (1-\phi) \cdot \rho_s\, c_s} \cdot v \qquad (3)$$

ove ρ è la densità, [kg/m³], c il calore specifico, [J/(kg·K)], φ la porosità, (adim.), v la velocità di Darcy, [m/s]; i pedici f e s si riferiscono rispettivamente alla falda e al suolo.

Tra i vari aspetti degni di nota che il confronto tra le Figure 3 e 4 evidenzia, emerge la sostanziale invarianza del valore massimo atteso per la perturbazione termica (un decremento di circa 15°C), sebbene la presenza della falda ne modifichi il posizionamento, dalla sonda posta al centro (nel caso senza moto di falda) a quella posta più a valle della scia termica (nel caso con moto della falda).

Un'ultima applicazione per la quale lo strumento LENGTH ha mostrato la sua utilità e versatilità è quella in risposta all'eventualità di una redistribuzione dello scambio termico tra gli scambiatori (che in prima battuta si suppone identico per ciascuna di essi), incrementando il flusso specifico negli scambiatori più esterni e deprimendo lo stesso in quelli interni. Con tale espediente, infatti, si intende ovviare all'inconveniente di una distribuzione di temperatura media fortemente "piccata" in corrispondenza delle sonde centrali, che risulta certamente meno favorevole rispetto ad una distribuzione maggiormente uniforme. Il programma LENGTH consente di simulare tali due situazioni distinte poiché il flusso termico specifico, che viene d'ufficio assunto costante, può però essere forzato dall'utente a valori variabili da scambiatore a scambiatore.

I risultati relativi al caso precedentemente esaminato (l'impianto di Alessandria) in assenza di moto di falda sono presentati nella Figura 5. In particolare, nella Figura 5a è mostrato il campo di perturbazione termica con flusso specifico costante, mentre nella Figura 5b si è maggiorato di circa il 25% il flusso negli scambiatori di estremità, mentre lo si è abbattuto di circa il 30% in quelli interni, a pari valori dell'energia termica totale scambiata.

Come è possibile osservare, la redistribuzione del flusso porta ad un più razionale utilizzo delle sonde, evidenziato da una più uniforme distribuzione della variazione della temperatura; anche il valore massimo rilevabile risulta più contenuto, passando dai circa 15,5°C a circa 14,6°C.

**Figura 3 – Alessandria – Falda in quiete – Decremento di temperatura ΔT dopo 10 anni**

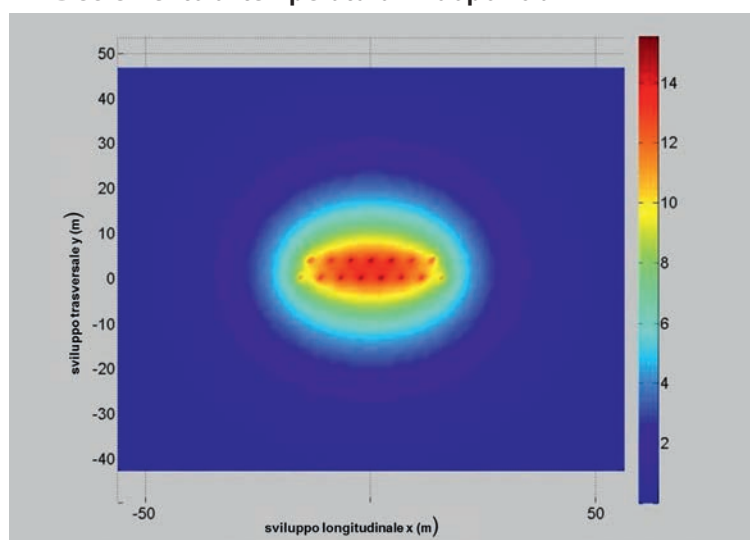



**Figura 4 – Alessandria – Falda in moto – Decremento di temperatura ΔT dopo 10 anni**

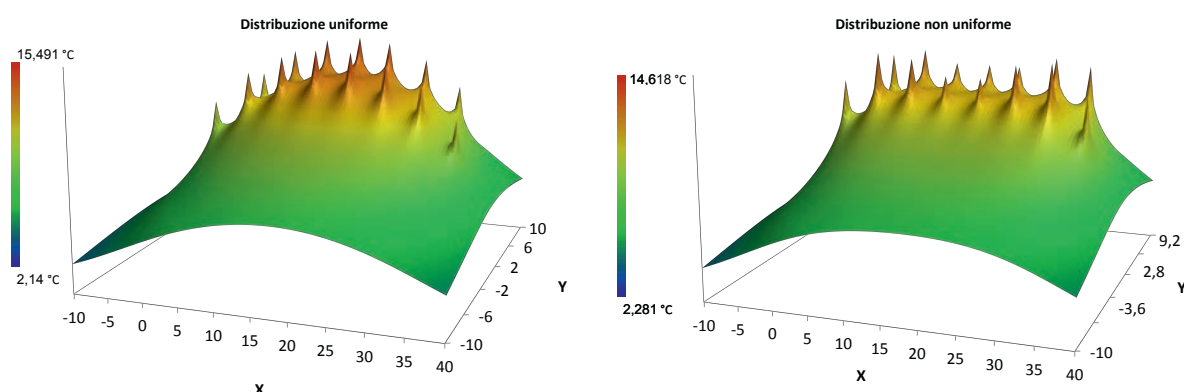
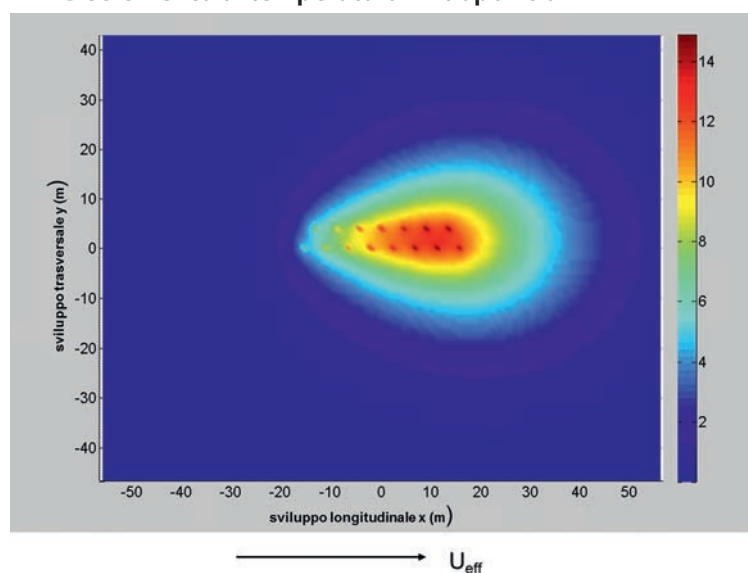



**Figura 5 – Alessandria – Effetto di una distribuzione non uniforme del flusso termico tra gli scambiatori**

di riempimento è pari a 1,7 W/(m K). A fronte di questo scenario di parametri noti, mediante la proceduta ASHRAE si valuta infine la lunghezza totale di scambio, dalla quale si deduce il numero di scambiatori e la superficie di terreno impegnata.

L'utilizzatore che è interessato ad una valutazione per un proprio edificio deve individuare quale degli edifici-tipo presenta le caratteristiche più vicine al proprio. Le caratteristiche del campo geotermico associato a tale edificio-tipo forniranno all'utilizzatore il primissimo dimensionamento di larga massima che gli consente di individuare le caratteristiche generali del problema.

Un esempio dei risultati che la procedura fornisce, con riferimento alla città di Milano, è presentato nella successiva Tabella I. Ove Sc è la superficie totale calpestabile dell'edificio, $E_H$ l'energia termica annuale richiesta per il riscaldamento, $E_C$ l'energia frigorifera annuale richiesta per il raffrescamento (sensibile e latente), $P_H$ la potenza termica massima durante la stagione di riscaldamento, $P_C$ la potenza frigorifera massima (in valore assoluto) durante la stagione di raffrescamento, $Q_a$ la potenza termica media annuale vista dal terreno, $L_d$ la lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno, L' la lunghezza del singolo scambiatore di calore a terreno, N il numero degli scambiatori di calore a terreno e S la superficie occupata dagli scambiatori di calore a terreno.

## CONCLUSIONI

La presente memoria ha descritto le attività svolte in un progetto finanziato dal Fondo di Ricerca per il Sistema Elettrico, attraverso il Ministero dello Sviluppo Economico, dedicate allo sviluppo di linee-guida per il dimensionamento di campi geotermici associati a pompe di calore a terreno. Tali linee-guida, affiancandosi a quanto la normativa nazionale suggerisce ed in linea con le buone pratiche esistenti, hanno fornito degli strumenti complementari che ne hanno reso più agevole e fruttuoso l'utilizzo.

Più in particolare, gli elementi focali di particolare valore aggiunto sono stati i seguenti:

- messa a punto di una metodologia per la valutazione spazio-temporale della temperatura dei primi strati del terreno in funzione della profondità, a seguito degli effetti della sollecitazione termica ambientale espressa dagli andamenti temporali della temperatura dell'aria e dell'irraggiamento solare, nonché dello scambio per irraggiamento con la volta celeste;
- sviluppo di una metodologia finalizzata ad un dimensionamento di prima approssimazione del campo geotermico, associato a pompe di calore in edifici residenziali, costituito da scambiatori verticali; a fronte dell'individuazione di pochi parametri dell'edificio (vetustà, zona climatica, tipologia), la procedura attribuisce valori derivati da "buona pratica" progettuale agli altri parametri geometrici e fisici del sistema di climatizzazione e fornisce una valutazione di massima dell'ingombro orizzontale e verticale del campo geotermico;
- elaborazione di un metodo per la valutazione spaziale della deriva termica originata da un gruppo di N scambiatori verticali, con geometria in pianta largamente arbitraria e rispetto ad un orizzonte temporale di funzionamento assegnato (normalmente, dieci anni), in presenza di moto di falda o meno.

Queste ed altre attività si sono concretizzate in un pacchetto software costituito dai seguenti applicativi:

- IGHSPA, per il dimensionamento di campi geotermici orizzontali in coerenza con quanto prevedono le norme nazionali (UNI, 2012);
- ASHRAE, per il dimensionamento di campi geotermici verticali in coerenza con quanto prevedono le norme nazionali (UNI, 2012);
- TgCalc, per la valutazione spazio-temporale della temperatura dei primi strati del terreno dovuta all'interazione con l'ambiente sovrastante;
- LENGTH, per la valutazione spaziale della deriva termica originata da un gruppo di N scambiatori verticali rispetto ad un orizzonte temporale di funzionamento, in presenza di moto di falda o meno. ■

*Antonio Capozza,* RSE SpA Ricerca sul Sistema Energetico – MI
*Michele De Carli e Angelo Zarrella,* Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova, PD

### BIBLIOGRAFIA

- Bazzocchi F, Croci L, Grattieri W. 2010. Pompe di calore: come valutare le prestazioni energetiche. Nuova Energia, 6/2010, 48-55
- Bazzocchi F, Croci L. 2012. Monitoraggio delle prestazioni energetiche di impianti di climatizzazione, Rapporto RSE, 13000585
- Capozza A, De Carli M, Galgaro A, Zarrella A. 2012a. Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore. Rapporto RSE, 12000317
- Capozza A, De Carli M, Zarrella A. 2012b. Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: A literature review, methodology comparison and analysis on the penalty temperature. Energy and Buildings 55 (2012) 369–379
- Capozza A, De Carli M, Zarrella A. 2013. Investigations on the influence of aquifers on the ground temperature in ground-source heat pump operation. Applied Energy 107 (2013) 350–363
- Carslaw HS, Jaeger JC. 1959. Conduction of heat in solids. Oxford: Claremore Press
- Grattieri W. 2013. La pompa di calore per un comfort sostenibile. Monografie RSEview. Milano: Editrice Alkes
Incropera FP, DeWitt DP. 1981. Fundamentals of Heat Transfer. New York: John Wiley & Sons
- Madonna F. 2010. Fabbisogno energetico per la climatizzazione di edifici-tipo situati in località di riferimento. Rapporto ERSE 09004836
- Swinbank WC. 1963. Long-wave radiation from clear skies. Quart. J. R. Met. Soc. 89, pp 339-348.
- UNI. 2008. Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento e il raffrescamento, UNI EN ISO 13790:2008, Milano: Ente Nazionale Italiano di Unificazione
- UNI. 2012a. Sistemi geotermici a pompa di calore. Requisiti per il dimensionamento e la progettazione. UNI 11466:2012. Milano: Ente Nazionale Italiano di Unificazione.
- UNI. 2012b. Sistemi geotermici a pompa di calore – Requisiti per l'installazione. UNI 11467:2012. Milano: Ente Nazionale Italiano di Unificazione.
- UNI. 2012c. Impianti geotermici a pompa di calore: aspetti ambientali. UNI 11468:2012. Milano: Ente Nazionale Italiano di Unificazione.

### RICONOSCIMENTI

**Questo lavoro è stato finanziato dal Fondo di Ricerca per il Sistema Elettrico nell'ambito dell'Accordo di Programma tra RSE S.p.A. ed il Ministero dello Sviluppo Economico – D.G. Nucleare, Energie rinnovabili ed efficienza energetica – stipulato in data 29 luglio 2009 in ottemperanza del DM, 19 marzo 2009.**

**Le linee-guida sono liberamente scaricabili da http://www.rse-web.it/documenti/documento/314717, dove viene anche indicato come ottenere in modo gratuito il package costituito dagli applicativi IGHSPA, ASHRAE, TgCalc e LENGTH.**
**Viene infine segnalato che il complesso delle attività e delle esperienze maturate da RSE nel campo delle pompe di calore nel corso degli anni è stato oggetto di una monografia (Grattieri, 2013) scaricabile da http://www.rse-web.it/monografie/La-pompa-di-calore-per-un-confort-sostenibile.page, nella quale viene anche espressa la posizione che attualmente l'Azienda esprime nei confronti di questa tecnologia di climatizzazione.**

# EHS - Eco Heating System

**Il sistema EHS è in grado, con un unico impianto in pompa di calore, di riscaldare tramite pannelli radianti, raffrescare/riscaldare attraverso le unità interne ad espansione diretta e produrre acqua calda sanitaria.**

Unità esterna
Unità esterna VRF a pompa di calore.

EEV Kit
Valvola ad espansione elettronica.

Serbatoio ACS
Serbatoio accumulo acqua calda sanitaria.

Unità interna
Unità ad espansione diretta in pompa di calore.

Pannelli solari
L'EHS può essere integrato con l'impianto a pannelli solari per la produzione dell'acqua calda sanitaria.

Termostato ambiente

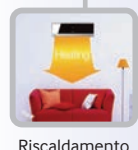
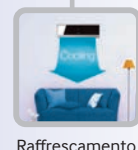
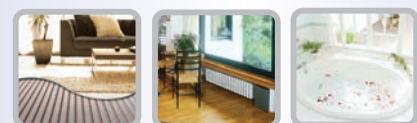
Acqua calda sanitaria

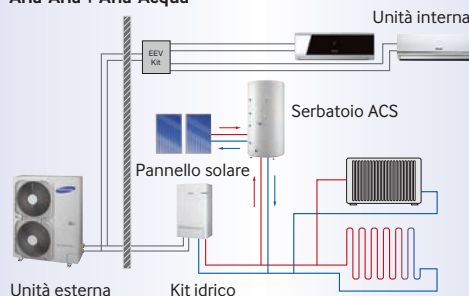
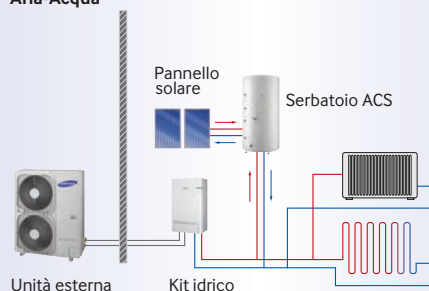
Kit idrico
Unità per la produzione d'acqua calda.

Comando multi-funzione
Permette il controllo di tutte le funzioni e la visualizzazione degli stati di funzionamento.

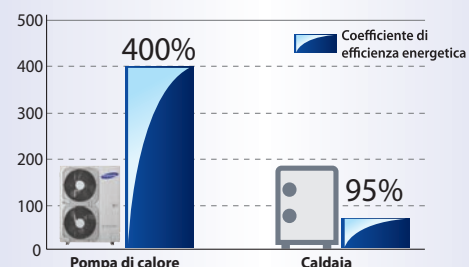
Riscaldamento a pavimento & radiatori
L'acqua calda proveniente dal kit idrico può essere mandata ai pannelli radianti o ai radiatori, sempre alla giusta temperatura.

## Flessibilità e rapidità

Il sistema offre il comfort del riscaldamento a pannelli radianti durante la stagione invernale e la flessibilità del riscaldamento ad espansione diretta durante le stagioni intermedie. In autunno è possibile riscaldare gli ambienti senza dover attivare i pannelli radianti che hanno un'inerzia termica elevata e richiedono molte ore per andare a regime. Nella stagione estiva invece si può utilizzare il sistema ad espansione diretta che climatizza in maniera semplice ed immediata.

## Sistema combinato Aria-Acqua e Aria-Aria

La tecnologia TDM (Time Division Multi) consente con una sola unità esterna di operare alternativamente tra Aria-Acqua e Aria-Aria, permettendo un risparmio di costi e di spazio.

## Alta efficienza ed elevati COP

I sistemi EHS offrono valori di COP fino a 4.6 e valori di ESEER fino a 5.96. I compressori ad Inverter sono ottimizzati per il funzionamento a basse temperature esterne, arrivando a garantire a **-10°C fino al 90% delle prestazioni** di riscaldamento nominali.

http://www.samsung.it/clima/ehs

# Teleriscaldamento freddo con pompe di calore ad alta temperatura

*Tutti i vantaggi del "TLRF-Sistema innovativo di teleriscaldamento freddo". Esempi applicativi e funzionamento*

*di Marco Carlo Masoero, Chiara Silvi e Gianfranco Pellegrini **

Il presente studio riguarda l'applicazione delle pompe di calore acqua-acqua ad alta temperatura (Tm≥80°C) ad un impianto di teleriscaldamento di nuova concezione denominato "TLRF-Sistema innovativo di teleriscaldamento freddo". Questa soluzione prevede che le pompe di calore utilizzino una sorgente termica a bassa temperatura centralizzata, da distribuire a servizio delle pompe di calore presenti negli edifici cittadini con reti di teledistribuzione del tutto simili a quelle del teleriscaldamento classico. In analogia a quanto accade con le sottostazioni di teleriscaldamento tradizionali, in questo caso le reti così realizzate alimentano le pompe di calore ad alta temperatura da installare nei vari edifici cittadini in sostituzione delle caldaie centralizzate esistenti. L'intervento impiantistico proposto consiste essenzialmente nell'installazione di pompe di calore condensate ad acqua di falda in sostituzione alle caldaie esistenti, funzionanti in regime di climatizzazione invernale e, ove previsto, in grado di produrre l'acqua calda sanitaria necessaria all'edificio. L'impianto primario è costituito dunque da una rete di teledistribuzione di acqua a servizio degli edifici cittadini. Ciascun edificio servito dalla rete di tele distribuzione sarà dotato di un impianto di riscaldamento centralizzato composto da uno scambiatore a piastre il cui primario è collegato agli stacchi della rete di teledistribuzione e il cui secondario è collegato all'evaporatore di una pompa di calore ad alta temperatura il cui condensatore è collegato all'insieme di tutti gli impianti meccanici ed elettrici preesistenti all'interno dell'edificio.

# DESCRIZIONE DEL SISTEMA

## SOLUZIONE CON ACQUA DI PRIMA FALDA

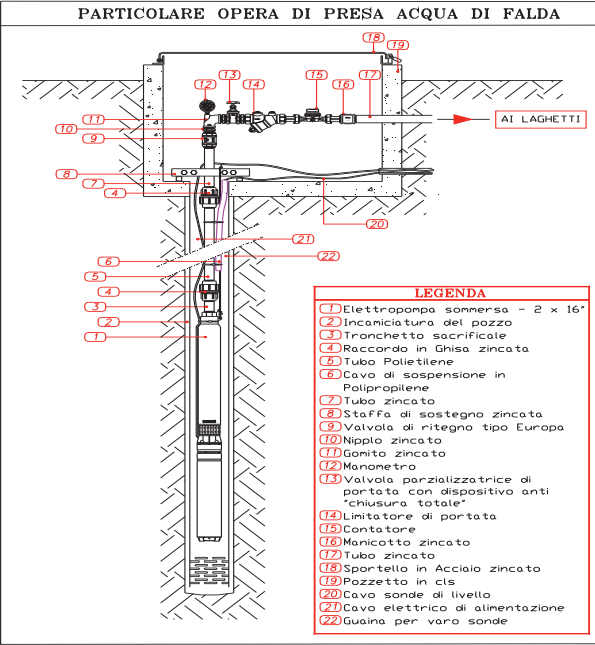



**FIGURA 1 – ESEMPIO DI OPERA DI PRESA DA ACQUA DI PRIMA FALDA. La soluzione prevede la realizzazione di un pozzo in prima falda all'interno del quale viene installata una pompa sommersa. La pompa dovrà avere portata sufficiente a soddisfare i fabbisogni di tutte le pompe di calore tele servite tenendo conto di un salto di temperatura negli evaporatori compreso fra 3 e 5°C. La prevalenza dovrà invece essere tale da vincere il salto geometrico globale, nonché tutte le perdite di carico incontrate (tubazioni, evaporatori, ecc.).**

## SOLUZIONE CON ACQUA DI MARE

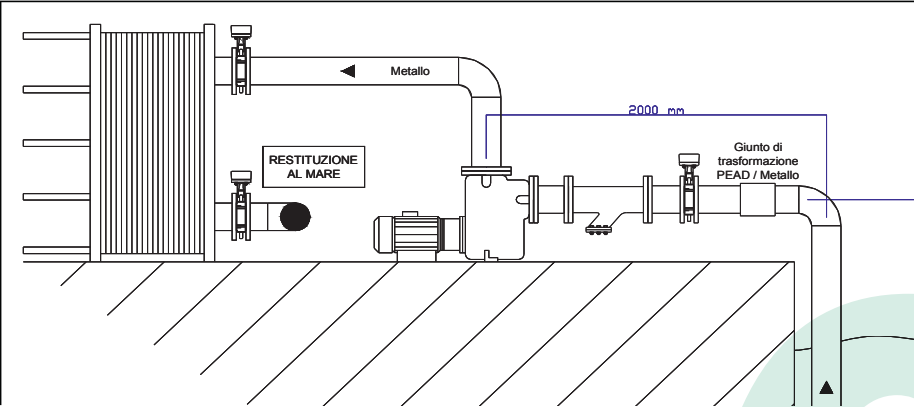



**FIGURA 2 – ESEMPIO DI OPERA DI PRESA DA ACQUA DI MARE. La soluzione prevede l'installazione di una pompa sommersa a qualche metro di profondità in acqua marina con portata sufficiente a soddisfare i fabbisogni di tutte le pompe di calore tele servite tenendo conto di un salto di temperatura negli evaporatori compreso fra 3 e 5°C. La prevalenza dovrà invece essere tale da vincere il salto geometrico globale, nonché tutte le perdite di carico incontrate (tubazioni e scambiatore). L'acqua marina attraversa il primario di uno scambiatore in titanio e viene rigettata in mare leggermente più fredda. La rete di tele distribuzione parte dal secondario di detto scambiatore e distribuisce l'acqua a tutte le pompe di calore presenti in campo. Ovviamente questa soluzione deve tener conto di tutti gli accessori atti a minimizzare la formazione di incrostazioni, alghe, corrosioni, ecc.**

## SOLUZIONE CON ACQUA DI ACQUEDOTTO

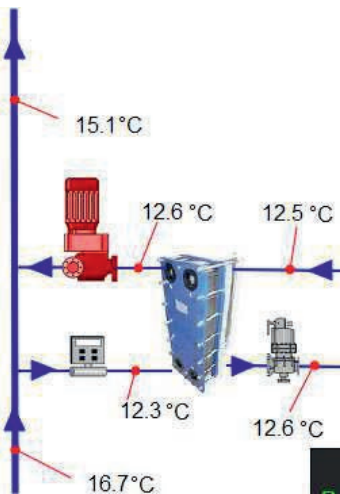



**FIGURA 3 – ESEMPIO DI OPERA DI PRESA DA ACQUEDOTTO. La soluzione prevede l'installazione di una pompa di surpressione con portata sufficiente a soddisfare i fabbisogni di tutte le pompe di calore tele servite tenendo conto di un salto di temperatura negli evaporatori compreso fra 3 e 5°C. La prevalenza dovrà invece essere superiore alla pressione di acquedotto (in modo da consentire la re immissione), nonché tutte le perdite di carico incontrate (tubazioni e scambiatore). L'acqua di acquedotto attraversa il primario di uno scambiatore alimentare e viene reimmessa in acquedotto leggermente più fredda. Questa soluzione prevede la realizzazione di stacchi dai collettori fognari in corrispondenza degli edifici da servire, ecc.**

### Sorgente termica a bassa temperatura

Si tratta di individuare una sorgente di acqua a bassa temperatura centralizzata avente capacità sufficiente a poter soddisfare tutti gli evaporatori delle pompe di calore servite. Possono essere utilizzate varie sorgenti quali, ad esempio, mari, laghi, fiumi, pozzi dismessi, navigli, collettori principali di acquedotti civili ed industriali, collettori fognari, ecc.

### Rete di teledistribuzione

Si tratta di reti del tutto simili a quelle di teleriscaldamento classiche, con la differenza che, anziché tubazioni preisolate, si poserebbero tubazioni in PEAD non coibentate. Dette reti, rispetto a quelle da teleriscaldamento classico, oltre ad essere molto meno invasive risultano decisamente meno costose da realizzare.


### COLD DISTRICT HEATING WITH HEAT PUMPS AT HIGH TEMPERATURE

This study concerns the application of water to water heat pumps at high temperature (Tm≥80°C) (hereinafter referred PdC HP) to a new concept district heating plant called "Cold District Heating – CDH" where PdC HT use, as the low temperature heat source, water distributed with networks, similar to the classic district heating ones, where, however, instead of using pre-insulated pipes, much less invasive and much cheaper PEAD not insulated pipes are laid.

These networks supply water to a series of PdC HT to be installed in various buildings to replace existing centralized boilers. With SMAT of Turin we are monitoring a pilot site with a first PdC HT connected to the city aqueduct where it will subsequently be possible to connect other buildings until reaching the maximum flow compatible with said source. The purpose of this study and its experimentation is to demonstrate the technical feasibility of initially exploit all existing urban infrastructures capable of providing water (main collectors of aqueduct and sewer systems, culverts, abandoned wells, etc) and then suggest to build new infrastructures to distribute water drawn from remote centralized sources (groundwater, irrigation ditches, rivers, lakes, sea, etc.). They are therefore systems which allow the use of heat pumps at high temperature in a diffuse manner in urban contexts


*Key* **words: district heating, heat pumps, boiler**

## TELERISCALDAMENTO A FREDDO VS TELERISCALDAMENTO TRADIZIONALE

**Rispetto a un tradizionale sistema di teleriscaldamento, il teleriscaldamento a freddo possiede i seguenti vantaggi:**

- **la delocalizzazione delle pompe di calore presso le utenze finali consente di far circolare nella rete acqua a basse temperature, evitando le costose coibentazioni dei tubi e facilitando la posa della rete;**
- **non sono necessari forti investimenti iniziali per la centrale di produzione di calore;**
- **gli interventi sono frazionabili e modulabili nel tempo, anche in funzione delle risorse economiche disponibili;**
- **costo delle infrastrutture e della rete decisamente inferiore (tubi da acquedotto non isolati, quindi niente saldature TIG doppia passata con controlli a raggi X, profondità di posa inferiori, larghezze di scavo molto inferiori, tubazioni e pezzi speciali molto meno costose, ecc.);**
- **costi di gestione e manutenzione impianti molto bassi;**
- **eventuali guasti e fermate in centrale non si ripercuotono su tutte le utenze;**
- **dispersioni termiche di rete inesistenti, in particolare per la produzione di acqua calda sanitaria nei mesi estivi;**
- **almeno i 2/3 dell'energia provengono da fonti rinnovabili.**

## I vantaggi del TLR a freddo

Il TLR tradizionale porta indubbi vantaggi ecologici per il microclima cittadino, potenziali vantaggi economici per gli utenti finali ed eventuali benefici energetici, se si recupera cascame, provoca però anche contrasti politici e sociali a causa dei lavori per la realizzazione della rete di distribuzione che comportano disagi al transito e alla circolazione nelle zone interessate. Altro problema si ha qualora il calore non sia recuperato da processi esistenti (cascame) e lo si debba produrre localmente con le relative emissioni inquinanti. Questi problemi sono in buona parte superati con il TLR a freddo. La realizzazione della rete di distribuzione acqua è estremamente più semplice, veloce e molto meno invasiva, con una notevole riduzione dei disagi per i cittadini. Inoltre non richiede alcuna centrale di produzione di calore. Infine non esiste il problema di dover recuperare il cascame termico prodotto dalla centrale. Infine almeno il 70% dell'energia è sicuramente geotermica o idrotermica e rinnovabile. Lo scopo di questa realizzazione (Figura 4) e della relativa sperimentazione è dimostrare la fattibilità tecnica di sfruttare inizialmente tutte le infrastrutture urbane esistenti in grado di fornire acqua (collettori principali acquedottistici e fognari, canali sotterranei, pozzi dismessi, ecc.) e successivamente ipotizzare di realizzare nuove infrastrutture in grado di tele distribuire acqua attinta da sorgenti centralizzate (falde sotterranee, rogge, fiumi, laghi, mare, ecc.). Si tratta dunque di sistemi che consentono di

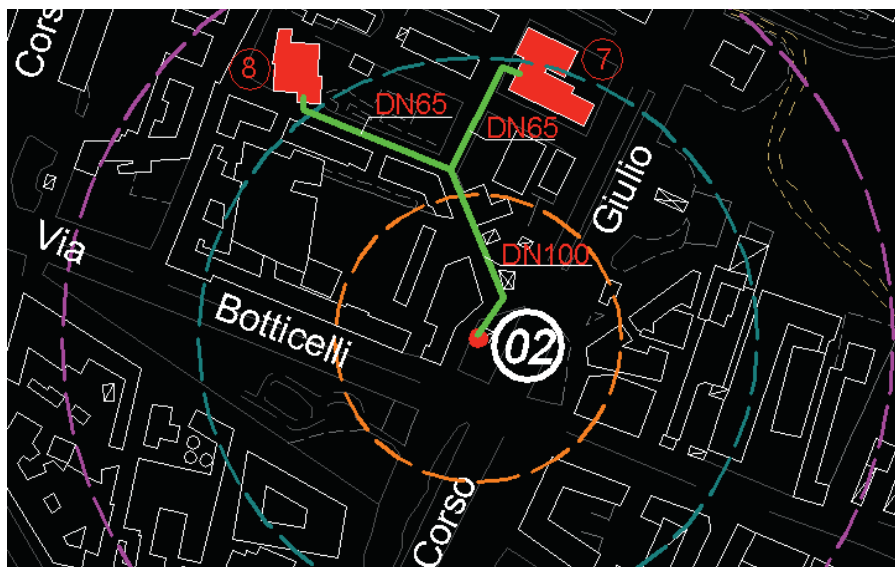



FIGURA 4 – **Questo stralcio mostra un esempio realizzativo per un pozzo dismesso a Torino gestito da SMAT.** I cerchi concentrici sono di raggio crescente, rispettivamente pari a 100, 200 e 300 m ed indicano la distanza dal pozzo. In verde sono state indicate le tubazioni per la distribuzione dell'acqua dai pozzi alle centrali termiche di due scuole cittadine

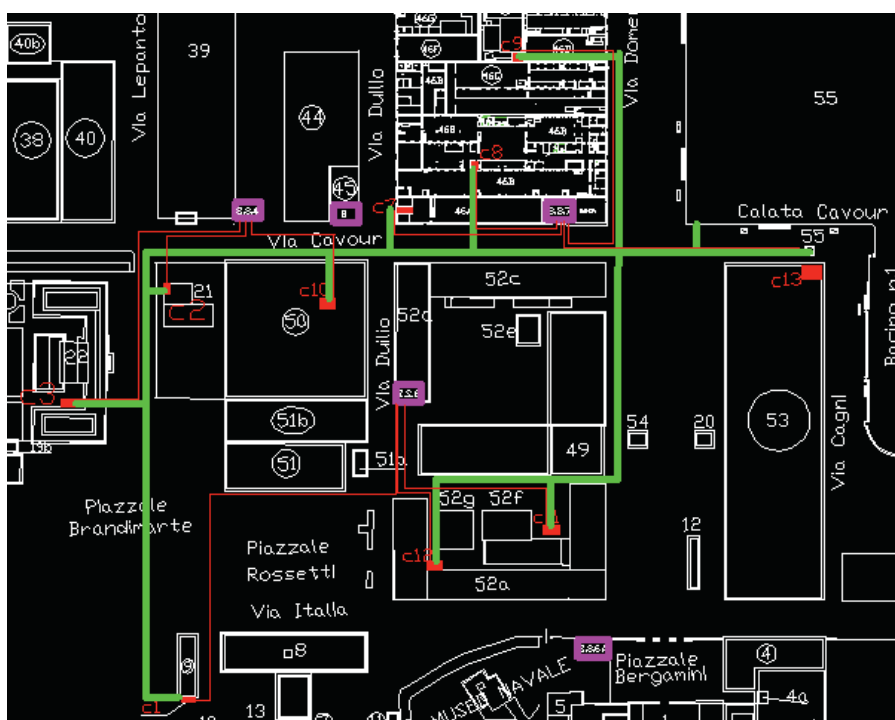



FIGURA 5 – **Questo stralcio mostra un esempio realizzativo con utilizzo di acqua di mare.** In verde sono state indicate le tubazioni per la distribuzione dell'acqua dallo scambiatore acqua marina/acqua dolce alle centrali termiche. In rosso sono invece state indicate le linee per la distribuzione dell'energia elettrica dalle sottostazioni elettriche esistenti alle centrali termiche

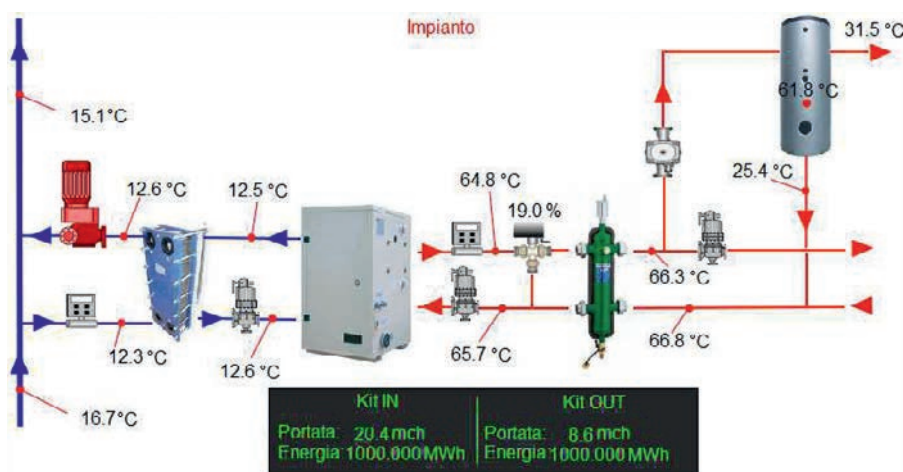



FIGURA 6 – **Questa figura mostra il pannello sinottico relativo ad una pompa di calore installata presso un edificio della SMAT** (Società Metropolitana Acque Torinesi) in cui si sta sperimentando la fattibilità di utilizzo dei collettori principali degli acquedotti municipali

## ESEMPI DI APPLICAZIONE NELLA CITTÀ DI TORINO

**Una possibile applicazione prevede lo sfruttamento dei canali e bealere presenti sotto le città. Ad esempio, a Torino esistono i seguenti manufatti:**

- **Bealera Beccia: dal derivatore nel comune di Alpignano, sulla sponda destra della Dora Riparia, al comune di Torino; qui si divide n 2 rami: I ramo in galleria che sfocia alla bealera Cossola, in c.so Brunelleschi; II ramo in galleria fino all'incrocio con c.so Trapani.**
- **Bealera Cossola: dal derivatore nel comune di Collegno, sulla sponda destra della Dora, al comune di Torino; qui si divide n 3 rami che scaricano nel PO: I ramo dopo il ponte Balbis; II ramo all'altezza di Via Bologna; III ramo all'altezza del B.I.T.**
- **Bealera Nuova di Lucento: dal derivatore nel comune di Collegno, sulla sponda sinistra della Dora Riparia, al comune di Torino; qui si divide n 5 rami: ramo Brusà; ramo Campagna; ramo Naviglio; ramo Santo Spirito; ramo Palazzotto.**
- **Bealera Vecchia di Lucento: dal derivatore nel comune di Alpignano, sulla sponda destra della Dora Riparia, al comune di Torino; con il ramo Marchese in Via Valdellatorre e il ramo principale in Via Orvieto.**
- **Canale Ceronda: dal derivatore nel comune di Venaria Reale, sulla sponda destra del torrente Ceronda, al comune di Torino; sfociando nel Po.**
- **Canale Meana: dal derivatore nel comune di Torino, sulla sponda destra della Dora Riparia, nei pressi di c.so Umbria, va a sfociare nella Dora Riparia nel tratto in prossimità delle ex officine Savigliano.**
- **Canale Pellerina: dal derivatore nel comune di Torino, sulla sponda destra della Dora Riparia, nei pressi di c.so Appio Claudio, fino in p.zza Statuto.**

**Prendendo come esempio la città di Torino si mostrano alcuni esempi di sfruttamento di collettori fognari.**

### Collettore fognario di Piazza Sofia a Torino

**Sotto Piazza Sofia a Torino si trova un collettore fognario che porta 2 – 4 m$^3$/s. Si tratta di acqua che, per via della loro temperatura mai inferiore a 28 – 30°C, garantisce alle pompe di calore rendimenti molto elevati con evidenti vantaggi in termini di risparmio energetico/economico e riduzione delle emissioni nocive in atmosfera.**

### Impianto di depurazione di Castiglione Torinese

**Si tratta di un impianto in grado di trattare 225.000.000 m$^3$/anno. Anche in questo caso si tratta di acqua tiepida e quindi ad elevato rendimento che potrebbe essere utilizzata ad esempio per il riscaldamento con pompe di calore ad alta temperatura dei condomini di Castigliane Torinese. Si tenga conto che le pompe di calore raffreddano l'acqua, quindi l'acqua sfruttata energeticamente verrebbe scaricata nel Po a temperature inferiori rispetto a quelle attuali. Ciò costituisce un evidente beneficio ambientale, soprattutto in quei periodi dell'anno in cui il Po ha portate molto basse e diviene difficile rispettare i vincoli imposti dalla legge Merli.**

**Infine, sempre nell'esempio di Torino, oltre alle bealere, canali sotterranei, pozzi dismessi, collettori acquedottistici principali e collettori fognari, sarebbe naturalmente possibile utilizzare con gli stessi criteri anche i fiumi Po, Ceronda, Stura, Dora, Sangone, ecc.**

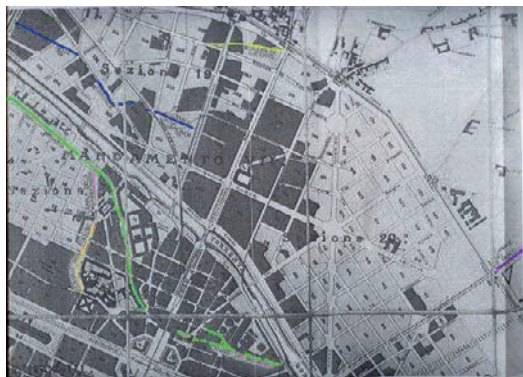



FIGURA 7 – **Stralcio planimetria Città di Torino con i percorsi dei canali e delle bealere**

FIGURA 8 – **Punto di presa del Canale Ceronda sul Torrente Ceronda a Venaria Reale**

FIGURA 9 – **Interno del Canale Ceronda sotto Corso Mortara a Torino**

utilizzare le pompe di calore ad alta temperatura in modo diffuso in tutti i contesti cittadini.

## Sottocentrali negli edifici

All'interno delle centrali di ciascun edificio sono presenti gli scambiatori a piastre e le pompe di calore. L'acqua proveniente dalla sorgente idrotermica viene veicolata verso l'edificio mediante tubazioni sotterranee fino a raggiungere le pompe di calore ad alta temperatura installate all'interno degli edifici. È possibile collegare ad una stessa sorgente un numero massimo di edifici sino al raggiungimento della portata massima emungibile da detta sorgente. L'acqua, in uscita dalle pompe di calore ad alta temperatura, viene successivamente scaricata in fogna bianca o reimmessa in falda o ancora evacuata in acqua superficiale fluente.

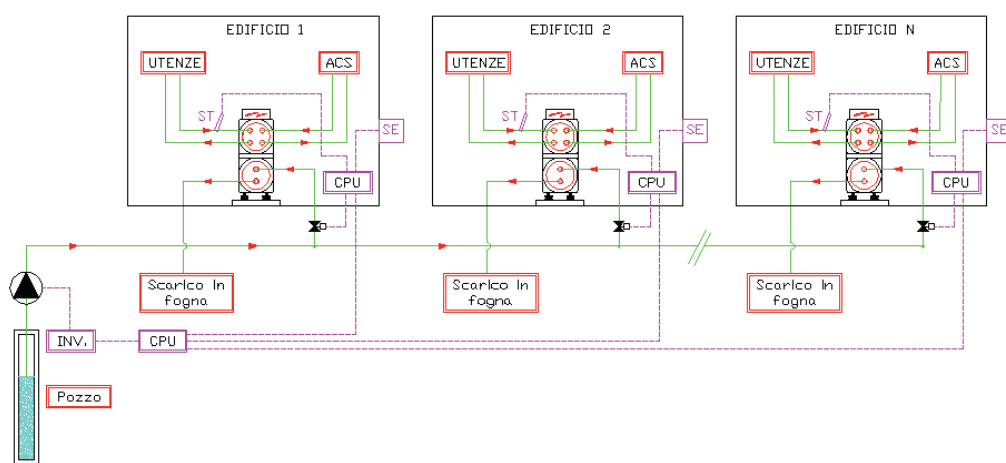



FIGURA 10 – **Schema di principio relativo alle centrali termiche e agli impianti primari nel caso più generale**, cioè quello in cui oltre al riscaldamento dell'edificio è richiesta anche la produzione dell'acqua calda sanitaria

# CONSIDERAZIONI ECONOMICHE, ENERGETICHE E AMBIENTALI

Per ragioni di sintesi, nelle considerazioni che seguono abbiamo limitato le analisi al caso di pompe di calore da 100 kWt cadauna tutte uguali e caldaie esistenti tutte uguali e tutte alimentate a metano da installare su edifici tipo da 30.000 m³ tutti uguali.

Come si evince dalla legenda Figura 11, il costo è stato suddiviso in 3 componenti in modo da evidenziare che:

- il costo della rete di distribuzione dell'acqua fredda risulta costante e indipendente dal numero di generatori termodinamici da installare ed ha un peso sempre più marginale al crescere di generatori installati: già a partire da 20 macchine installate diventa trascurabile;
- il costo degli allacciamenti, pur essendo variabile, risulta del tutto trascurabile;
- il costo delle centrali termiche costituisce la voce più cospicua, quindi l'investimento, per la più parte va a finanziare la fornitura e posa di generatori termodinamici, il che è un forte incentivo alla riconversione ed alla crescita delle aziende coinvolte nel progetto.

Dalla Figura 12, si può notare che il risparmio atteso è interessante. Si noti, inoltre, che conservativamente si è omesso il confronto relativo alle spese di conduzione che sarebbero anch'esse nettamente a favore dei generatori termodinamici per le seguenti ragioni: richiedono molta meno manutenzione delle caldaie, non necessitano di terzo responsabile, non sono soggetti alle prescrizioni dei VVF e a quelle ISPESL.

Le emissioni inerenti ai generatori termodinamici sono naturalmente quelle prodotte nei luoghi in cui viene generata mediante utilizzo di combustibili fossili l'energia elettrica necessaria alla loro alimentazione. Localmente le emissioni invece si annullano completamente. È importante sottolineare ciò in quanto l'effetto delle emissioni sul microclima cittadino è molto più nocivo di quello prodotto nei luoghi di produzione dell'energia elettrica che sono stati scelti proprio perché hanno caratteristiche ambientali che li rendono idonei.

FIGURA 11 – **Investimento necessario in funzione del numero di generatori da installare**

FIGURA 12 – **Confronto fra le spese annue di combustibile relative alla conduzione attuale e le spese annue di energia elettrica che si sosterrebbero a seguito dell'installazione dei generatori termodinamici**

FIGURA 13 – **Confronto fra i consumi annui di energia primaria attuali e quelli attesi a seguito della sostituzione delle caldaie con i generatori termodinamici. Si tratta di un risparmio energetico pari a circa il 25%**

## BIBLIOGRAFIA


- Laccetti A. 2012. Utilizzo degli acquedotti come sorgente per pompe di calore ad alta Temperatura. Tesi di Laurea.
- Pellegrini G. 2013. Manuale tecnico della pompa di calore ad alta temperatura denominata "TINA" prodotta da STP S.r.l.
- M. Masoero, C. Silvi, G. Pellegrini. "Energy conservation in buildings: design and monitoring of an office building with GSHP and phase-change thermal storage system". Proc.Climamed 2009. Lisbona, 17-18 aprile 2009, pp. 1-10.
- M. Masoero, C. Silvi, G. Pellegrini. Impianto a pompa di calore con sonda geotermica e accumulo a cambiamento di fase per un nuovo edificio terziario/industriale. Ipotesi e metodologie utilizzate per il dimensionamento e l'analisi energetico-ambientale. Il condizionamento dell'aria, Milano, anno 53, n. 11 dicembre 2009, pp. 22-29.
- M. Masoero, C. Silvi, J. Toniolo. Potenzialità di applicazione di sistemi a pompa di calore nel terziario: risultati del progetto di ricerca IEA-ECBCS Annex 48. Atti del Convegno AICARR "Rispondere alla crisi energetica con l'integrazione edificio-impianto: la pompa di calore invertibile", Torino, 03.12.2010, pp. 209–230.
- M. Masoero, C. Silvi, J. Toniolo. Commissioning degli impianti a pompa di calore. AICARR Journal, Milano, anno 2, Febbraio 2011, pp. 25-30.

GENERATORI TERMODINAMICI
Analisi ambientale - riduzione emissioni globali di $CO_2$

Stato di fatto
Stato di progetto
Emissioni $CO_2$ [Tonn/anno]
3.000
2.500
2.000
1.500
1.000
500
0
10 20 30 40 50 60 70 80 90 100
Numero di generatori da installare
(Generatore tipo da 100 kWt cadauno - Edificio tipo da 30.000 mc)

**FIGURA 14 – Confronto fra le emissioni annue di $CO_2$ e di NOx attuali e attese a seguito della sostituzione delle caldaie con i generatori termodinamici**

# CONCLUSIONI

Il teleriscaldamento a freddo contribuisce a ridurre l'inquinamento cittadino dovuto al riscaldamento. È sufficiente sostituire le caldaie degli impianti tradizionali a termosifoni senza la necessità di costosi interventi di ristrutturazione sugli edifici e sugli impianti. Il primo mercato di riferimento è costituito dagli edifici urbani esistenti (condomini, edifici storici, scuole, ospedali, etc.) e da quelli industriali/commerciali. Tuttavia il suo utilizzo presenta notevoli vantaggi anche su nuove installazioni quando c'è necessità di impianti di riscaldamento a bassa inerzia termica.

I principali vantaggi sono di tipo economico, gestionale, energetico ed ambientale. Il maggior costo di installazione iniziale, rispetto alle caldaie tradizionali, è compensato, negli anni, dai risparmi sul costo annuo di gestione energetica (35÷60%), soprattutto dovuto al minor costo della bolletta elettrica rispetto a quella del combustibile, ma anche alla riduzione dei costi di gestione (terzo responsabile, manutenzione ordinaria e straordinaria, analisi combustione, ecc.).

In Italia, nell'ipotesi dei costi attuali di energia elettrica e combustibili fossili il payback è di 3÷5 anni, a seconda del combustibile e delle condizioni di installazione. Detti risparmi economici sono dovuti, oltre che alla bolletta, anche ai ridotti costi di esercizio per via delle esigenze di manutenzione fortemente ridotte, dell'eliminazione permessi e verifiche VVFF e ISPESL, ecc. Dal punto di vista energetico, almeno il 70% dell'energia è rinnovabile e dunque, attinta gratuitamente dalla natura e, se il fornitore di energia elettrica si approvvigiona in parte o integralmente da fonti rinnovabili, tale percentuale aumenta conseguentemente. Infine, dal punto di vista ambientale, "Zero emissioni in loco" contribuiscono a risolvere il grave problema dell'inquinamento dei microclimi cittadini. ■

* *Marco Carlo Masoero e Chiara Silvi,* Dipartimento Energia, Politecnico di Torino, TO
*Gianfranco Pellegrini,* Area Science Park – Trieste, TS

# La gestione degli impianti nelle amministrazioni pubbliche

*Ottimizzazione sugli edifici esistenti tramite l'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili. Aspetti tecnici e amministrativi per poter realizzare gli interventi. Esempi in edifici comunali ed ospedalieri*

*di Sergio La Mura**

Il più semplice principio economico indica che per avere una spesa contenuta bisogna limitare le richieste e provvedere a queste al minor costo possibile. Questo avviene anche nel settore energetico e in particolare negli edifici ove ai fabbisogni di climatizzazione si deve sopperire con risorse al minor costo, ma anche con un contenimento delle richieste. In Italia i disposti, le leggi sui contenimenti dei consumi energetici e della spesa conseguente, risalgono a date lontane, con una lungimiranza predittiva notevole. Le più recenti che possiamo ricordare partono dalla Legge 30 aprile 1976 n. 373, alla Legge 9 gennaio 1991, n. 10 con il suo regolamento D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, al D.Lgs. 19 agosto 2005, n. 192 e facendo un salto al presente, al DPR 16 aprile 2013, n. 74. Interessante il titolo del 412/93 in cui si richiamava la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia e quindi un insieme di elementi che partono dalla fase progettuale fino ad arrivare alla manutenzione. Nel 412, tutt'ora vigente in molte parti, si richiama inoltre il ruolo del "terzo responsabile dell'esercizio e della manutenzione dell'impianto termico", cioè la persona fisica o giuridica che, essendo in possesso dei requisiti previsti dalle normative vigenti e comunque di idonea capacità tecnica, economica, organizzativa, è delegata dal proprietario ad assumere la responsabilità dell'esercizio, della manutenzione e dell'adozione delle misure necessarie al contenimento dei consumi energetici; e si evidenzia l'importanza dell'esercizio e manutenzione di un impianto termico dove per "esercizio e manutenzione di un impianto termico" si intende il complesso di operazioni che comporta l'assunzione di responsabilità finalizzata alla gestione degli impianti includente: conduzione, manutenzione ordinaria e straordinaria e controllo, nel rispetto delle norme in materia di sicurezza, di contenimento dei consumi energetici e di salvaguardia ambientale; . . .parole quanto mai d'attualità, ma non sempre pienamente attese dopo oltre 20 anni!

## IL PROBLEMA ECONOMICO

Fra questo stato di esigenze, il problema economico è prevalente. Alcune soluzioni sono peraltro possibili, fra cui quelle che fanno riferimento al ricorso al Finanziamento Tramite Terzi nell'ambito di Contratti Servizio Energia affidati ad ESCO (Energy Service Company). Ultimamente queste soluzioni appaiono come fra le poche possibilità in mano alla PA che delega alle ESCO la gestione integrata con riqualificazione tecnologica, spesso anche tramite il ricorso a Fonti Energetiche rinnovabili (socialmente / eticamente corrette e in parte incentivate economicamente dal legislatore).

## LE ESIGENZE DEGLI EDIFICI – IL CONTENIMENTO DI CONSUMI

Il contenimento della spesa energetica parte da un equilibrio fra richieste da limitare e modalità economiche di produzione dei vettori energetici. Si parla molto di limitazione di fabbisogni, ma per permettere un'analisi metodica bisogna indicare qualche punto fisso.

### I fabbisogni in funzione dell'uso

I fabbisogni termici degli edifici sono massivamente necessari al benessere termoigrometrico degli occupanti. Stabilito (UNI EN ISO 7730) che questo ha un carattere di soggettività individuale e che è normale che esista una percentuale di "soddisfatti" (95 – 97%) ed una conseguente di insoddisfatti (5 o 3%) è da evitare l'impiego di valori energetici/economici sproporzionati per tentare di raggiungere il 100% delle persone. Fortunatamente il corpo umano può compensare a questo con vari elementi — ora più facilmente soggettivi — fra cui l'abbigliamento (il CLO): quindi vestirsi un po' di più o di meno e non sempre con la stessa pesantezza (differente CLO e quindi differenti esigenze) potrebbe riequilibrare economicamente dette difformità. Al giorno d'oggi, in inverno i 20°C sono spesso superati anche di due o tre gradi e c'è scarsa sensibilità dell'utente all'abbassamento della temperatura. Inoltre, casi di impianti sbilanciati, mal progettati (o progettati secondo altri parametri) fanno sì che per arrivare a un minimo, in certe parti di edificio si debba globalmente alzare il termostato di tutto l'edificio perché facente parte di un'unica zona climatica. Sempre la mancanza generalizzata di una regolazione locale e di una possibilità di sezionare l'impianto crea situazioni di impianti totalmente accesi anche per pochissimi utenti presenti (caso tipico: gli edifici scolastici). Tale situazione è così diffusa da indurre tutte le scuole superiori della provincia di Milano ad avere chiesto la chiusura il sabato, solo per contenere le spese di riscaldamento.

### I fabbisogni in funzione dell'edificio

È risaputo che gran parte del patrimonio edilizio italiano è costituito da edifici piuttosto vetusti ed alto dispersivi, con consumi unitari alti dovuti a "cattive" costruzioni. Interventi sull'involucro edilizio sono auspicabili, sia sulle pareti opache sia sulle finestrature. Per quest'ultime gli interventi vanno anche a sanare situazioni estremamente frequenti di infissi deteriorati che, sia che abbiano scarsa tenuta alle infiltrazioni non permettendo chiusure complete, sia per impossibilità di aperture regolabili per una giusta ventilazione nella media stagione (ricambio d'aria / free cooling). I valori di ventilazione incontrollata sono spesso di difficile valutazione e sono fra le frequenti cause di disconfort. Ben venga il recente incentivo (sebbene scarsamente finanziato) anche a favore delle PA per detti interventi, comunemente chiamato "Conto Termico", che prevede incentivi in ragione del 20 – 40% dell'investimento. Riguardo poi alle richieste dell'edificio/impianto, grande attenzione va data al fattore ventilazione, specie nei casi di impianti con abbondante portata di aria esterna (> 4-6 vol/h). L'obbligo di recuperatori di calore (sempre indicato dal DPR 412 del 1993 – all C) è frequentemente disatteso per mille motivi, sprecando spesso energia pregiata. Inoltre, caso frequente in ambito ospedaliero, le portate minime di ventilazione, ancor oggi regolamentate da norme piuttosto obsolete (UNI 10339/95 o Decreto Bindi del gen. 1997) sono incoerenti con queste, per le frequenti modifiche di uso degli spazi con diversi lay-out che non vanno di pari passo con gli impianti. La valutazione delle portate d'aria è materia sulla quale prestare molta attenzione — specie in casi di alte portate — per accentrare il focus sugli interventi energetici corretti (interessante il caso di nosocomi dove il trattamento dell'aria rappresenta l'80% dei consumi totali).

### La produzione energetica

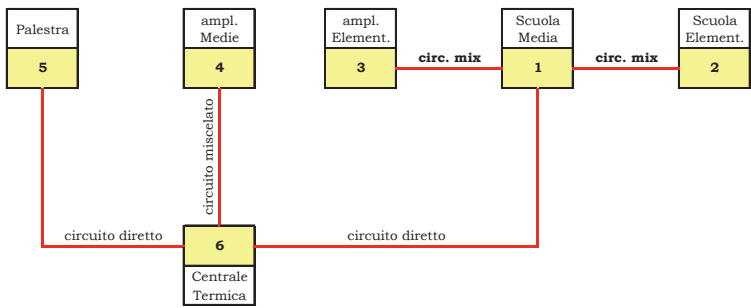
Il rendimento globale dell'impianto, infatti, viene fortemente degradato tramite la classica formula dei 4 rendimenti (il rendimento globale medio stagionale è costituito dal prodotto di quattro fattori: il rendimento medio stagionale di emissione; il rendimento medio stagionale di regolazione; il rendimento medio stagionale di distribuzione ed il rendimento medio stagionale di produzione). Andare a ricercare il dettaglio di questi, specie quello di regolazione e di distribuzione, non è cosa facile nelle ristrutturazioni ed ha una alta incidenza, in particolare, come chiede il legislatore, quello su base stagionale. L'uso di acqua calda sanitaria con impianti centralizzati (uso risalente a qualche decennio fa, ma da riprendere anche per l'obbligo di utilizzo del min. 50% di fonti rinnovabili) riporterà in evidenza questo aspetto che, se mal gestito farà difficilmente ottenere rendimenti stagionali superiori al 50%. Il rendimento di produzione è cosa risolvibile tecnicamente in maniera teoricamente più semplice, ma economicamente assai importante, in quanto spesso determina il cambio completo del generatore di calore.

## ESIGENZE DEGLI EDIFICI DELLA PA

Le esigenze per quanto riguarda gli edifici della PA sono piuttosto chiare, anche perché sotto gli occhi di tutti: esigenze di un patrimonio edilizio più adeguato alle necessità dell'utente, obsolescenza generalizzata degli immobili, inadeguatezza degli stessi alle recenti norme in termini di sicurezza; il tutto spesso, in Italia, in contesti edilizi anche storici e sotto vincoli artistici. Inoltre, ancor più essendo immobili a servizio del Pubblico, le ristrutturazioni di edifici con servizi mediocri creano essi stessi disservizi gravi e difficilmente rimediabili, mentre rifacimenti in toto con demolizioni e ricostruzioni in altro sito sono spesso socialmente male accolti. La PA è una realtà con forti necessità e con grande visibilità sia per i numerosi utenti, sia perché istituzionalmente è essa stessa fornitrice di servizi (sono frequenti i casi in cui il legislatore pone — o porrebbe — obblighi più severi per la PA).

### *ENERGY MANAGEMENT OF INSTALLATIONS IN PUBLIC ADMINISTRATION*

Illustration of the framework of the needs of the buildings by an energy point of view, starting from the requests retrieved from the legislature for over 20 years. The assets of the Public Administration would be the one with the most need and that to which the legislator calls for greater commitment, but the lack of availability of funds on their own is increasingly crucial. The Public-Private Partnership with the assignment of services and redevelopment to a third party can be a useful and feasible that has been presented in various cases. Brief Description of the interventions with technical references, but also administrative - legal, clarifies how these interventions are made and how they can be carried out in numerous other occasions. This, with the reliance on the ESCO of the Legislative Decree 192/05, is nowadays a concrete way to achieve environmental targets for energy savings according to international commitments in respect of limited budgets.


*Keywords:* **Energy Saving, Energy Service Company, Legislative Decree 192/05**

L'Amministrazione Comunale di Podenzano (Piacenza) ha bandito nell'anno 2006 una gara comunitaria a procedura aperta ai sensi del D.lgs. 157/1995 per "L'affidamento dell'appalto di servizio energia per beni immobili di proprietà o nella disponibilità del Comune" comprendente la fornitura dell'energia e del relativo servizio conformemente a quanto disposto dall'art.1 comma 1 lettera p) del D.P.R. 412/93 per la manutenzione e gestione degli impianti termici al servizio degli edifici di proprietà comunale nonché i lavori di riqualificazione ed adeguamento tecnologico di alcuni degli impianti stessi. La gara bandita è stata aggiudicata, secondo l'offerta economicamente più vantaggiosa, a Siram S.p.A. che ha offerto un canone di 117.391,50 Euro/anno offrendo tutta una serie di lavori e di servizi aggiuntivi rispetto a quanto richiesto dal Capitolato Speciale di Appalto. Gli edifici sono una decina fra cui edifici comunali, scuole, palestre fra cui due denominati "Scuola Media Parini" e "Nuova palazzina scuola media" che rappresentano il 50% delle utenze. Globalmente gli impianti sebbene in stato di conservazione discreto, necessitavano di riqualificazioni ai fini del contenimento energetico e della riduzione delle emissioni.

Il progetto del 2011 consiste nella realizzazione di una centrale alimentata a pellets a servizio del polo scolastico "Parini" ove sono collocate le seguenti strutture:

- Scuola Media (struttura 1)
- Scuola Elementare (struttura 2)
- Ampliamento Elementare (struttura 3)
- Ampliamento Medie (struttura 4)
- Palestra (struttura 5).

L'investimento è stato di circa 110.000 €, completamente sostenuto dal fornitore del servizio energetico, senza costi aggiuntivi per l'Amministrazione Comunale. La proposta ha previsto la riqualificazione della centrale termica esistente, attraverso lo smantellamento di una delle tre caldaie esistenti alimentate a gas e la sostituzione con una caldaia alimentata a pellet, prevedendo, quindi, il funzionamento continuativo della caldaia a pellet e, solo ad integrazione, le caldaie a gas metano.

### I VANTAGGI CONSEGUIBILI PER L'AMMINISTRAZIONE COMUNALE

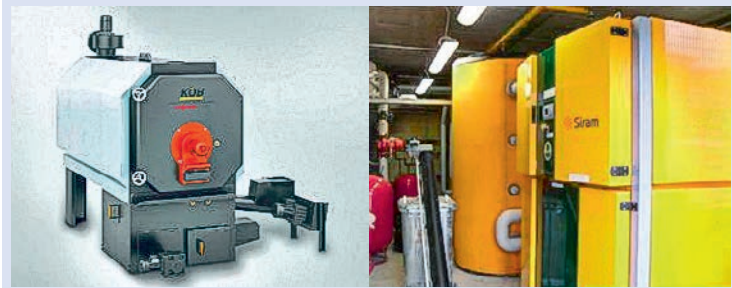
- opere di riqualificazione a titolo non oneroso;
- riduzione dei consumi da valorizzare al termine della proroga contrattuale;
- realizzazione di una doppia fonte energetica con conseguente indipendenza dalla rete nazionale di metano;
- utilizzo della caldaia smantellata presso il complesso scolastico per ulteriori sostituzioni;
- sensibile riduzione del deterioramento delle caldaie esistenti.

Sono stati inoltre realizzati un deposito di stoccaggio in muratura REI 120 con rivestimento esterno in pietra per ridurre l'impatto ambientale, nuovi serbatoi inerziali, un sistema automatico per il controllo e la regolazione dei parametri di combustione e un sistema di pompaggio di circolazione equipaggiato con inverter e regolazione di portata ad ogni utenza tramite valvole a due vie servo comandate. La centrale, è stata ultimata prima dell'avvio della nuova stagione termica 2012/2013. In questo modo il generatore a pellet funziona al massimo regime consentito riducendo, conseguentemente, l'utilizzo del gas metano.

La caldaia a pellet con combustione a rotazione rappresenta il risultato della più moderna tecnologia nel campo delle caldaie di piccola potenza. La caratteristica principale di questa caldaia è la camera di combustione Low-Particle per pellets. Il filtro di metallo a membrana consente un valore di emissioni inferiore a 20 mg/Nm$^3$, la migliore oggi sul mercato europeo.

### VANTAGGI DEL MODELLO

- elevato grado di rendimento fino al 92%;
- il dispositivo di accensione automatico evita il mantenimento della brace e riduce il consumo del combustibile;
- scambiatore di calore a tre giri di fumo e regolazione di potenzialità modulata con campo di regolazione 1⁄4.

| Modello | | Pyrot 220 |
|---|---|---|
| **Potenzialità utile** | kW | 220 |
| Dimensioni | | |
| Lunghezza | mm | 2537 |
| Larghezza | mm | 1330 |
| Altezza | mm | 2084 |
| Peso | kg | 3024 |
| Pressione max di esercizio | bar | 3 |

### Risparmi conseguibili

La realizzazione dell'impianto permetterà la riduzione di oltre 100 t di emissioni di $CO_2$, che rispetto al complesso scolastico rappresenta una riduzione del 76,11%. Considerando tutto il parco impiantistico a disposizione dell'Amministrazione Comunale la riduzione di $CO_2$ sarebbe del 43,24%, valore ben superiore agli obiettivi assunti nei confronti della Comunità Europea di riduzione del 20% entro il 2020.

In particolare in tema di efficienza energetica e relativamente ai predetti impegni, sommariamente indicati con il termine 20-20-20, l'Amministrazione supererà anche la quota di energia prodotta da rinnovabile; con l'installazione della caldaia a pellets, infatti, l'energia prodotta da rinnovabile sarà pari a 56,79%.

### I VANTAGGI CONSEGUIBILI PER L'AMMINISTRAZIONE COMUNALE

- riqualificare il sistema di produzione calore privilegiando l'utilizzo di fonti rinnovabili;
- effettuare la riqualificazione senza accesso diretto al credito;
- ottenere una riduzione di costo del servizio energia;
- ottenere uno sconto sul servizio, a fronte di una proroga contrattuale di 7 anni (D.Lgs. 115/08).

Inoltre, l'opera rimarrà di proprietà dell'Amministrazione Comunale di Podenzano anche quando sarà terminata la proroga contrattuale attualmente in essere. L'impiego di biocombustibili sostenibili permetterà di ridurre in modo sensibile l'aumento dei costi conseguenti alle indicizzazioni imposte dall'Autorità per l'Energia Elettrica e i1 Gas per le fonti tradizionali quali il gas metano. L'installazione dell'impianto a pellet permetterà la riduzione dei costi energetici attualmente sostenuti. I1 tutto si traduce in un forte risparmio per l'Amministrazione Comunale. La caldaia installata può utilizzare anche cippato, una flessibilità importante che, in un secondo momento, potrà consentire l'attivazione di filiere di approvvigionamento locali. Quanto all'ottenimento dei Titoli di Efficienza Energetica (TEE), l'attività svolta, proprio per le sue caratteristiche, viene premiata dalla normativa vigente attraverso il meccanismo dei certificati bianchi.

## *ASPETTI TECNICI E AMMINISTRATIVI. ESEMPI DI INTERVENTI IN EDIFICI OSPEDALIERI*

Oggetto dell'intervento è stato il "Progetto di riqualificazione energetica dell'Edificio "Y" – Plesso Ospedaliero San Giovanni di Dio di Gorizia. Attuazione direttiva 2006/32/CE relativa all'efficienza degli usi finali dell'energia ed i servizi energetici (D.Lgs. 115/08)"

L'intervento proposto, è consistito nella:

- realizzazione di un sistema di isolamento a cappotto su tutte le pareti perimetrali ad esclusione di quelle costituenti la facciata principale dell'ospedale, per le quali verranno realizzate due facciate ventilate in gres porcellanato abbinate ad un sottostante strato coibente;
- sostituzione dei serramenti esterni esistenti con nuovi serramenti in pvc-alluminio e vetrocamera basso emissivo completi di veneziana in alluminio contenuta all'interno del serramento;
- installazione di un impianto fotovoltaico a parete con moduli a tecnologia mista, cristallina ed amorfa, della potenza di circa 34 kWp sul prospetto 3-s rivolto a sud dell'edificio.

L'intervento ha permesso di coniugare due esigenze entrambe molto importanti per l'Ospedale: la volontà di ridurre i fabbisogni energetici, sia elettrici che termici, necessari al riscaldamento invernale ed al condizionamento estivo della struttura ospedaliera contenendo il suo impatto ambientale e la necessità di porre celermente rimedio alla vetustà delle pareti esterne dell'edificio, il che comporta il distaccamento e la caduta al suolo di pezzi dell'attuale rivestimento delle facciate.

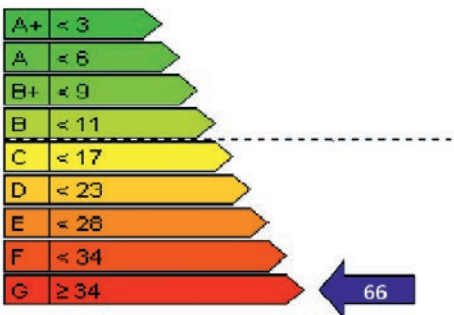
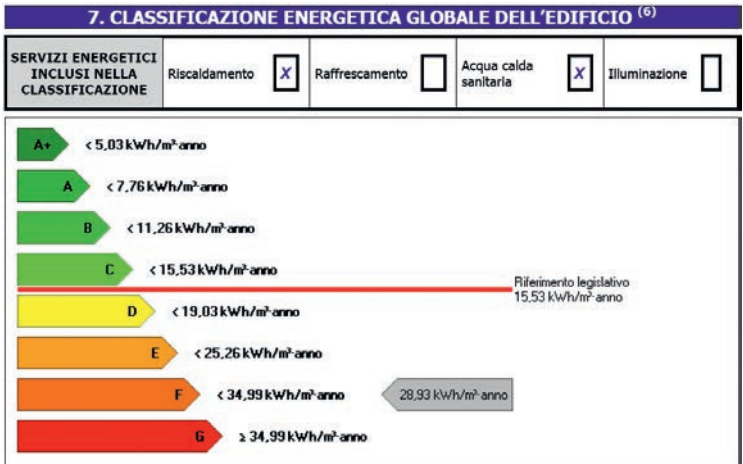
È importante sottolineare che la realizzazione dell'intervento in oggetto ha garantito, in aggiunta ai risparmi, anche considerevoli vantaggi, sia economici che di immagine, per la stazione appaltante, quali:

- la produzione di circa 25.000 kWh annui di energia elettrica dal funzionamento dell'impianto fotovoltaico proposto; energia che verrà auto consumata nella struttura e che sarà incentivata secondo le modalità previste dal V Conto Energia;
- il risparmio di energia elettrica per il condizionamento estivo dell'edificio, che può essere stimato pari a circa il 5% del fabbisogno attuale per tale servizio;
- la riqualificazione e la valorizzazione dell'immobile conseguite migliorando aspetti importanti quali la sicurezza ed il comfort interno;
- la realizzazione di un intervento che permetta di ridurre l'impatto ambientale della struttura ospedaliera, migliorando l'immagine dell'amministrazione nei confronti della collettività cittadina.

A ciò va aggiunto che l'esecuzione dell'intervento da parte del fornitore del servizio energia secondo le modalità previste dal D.Lgs. 115/08 ha permesso di iniziare la realizzazione dell'opera in tempi notevolmente ridotti rispetto alle tempistiche che si sarebbero potute conseguire attraverso una gara d'appalto, evitandone i relativi costi di espletamento.

L'intervento, dal valore economico di quasi 3 Milioni di Euro, è stato totalmente realizzato dalla società Esco a fronte di una proroga contrattuale.

**PRIMA**

| Parametri prestazionali | U.M. | Edificio Y |
|---|---|---|
| Epci | kWh/mc | 66,0 |

Riguardo a questi maggiori obblighi per la PA, è interessante ricordare che sin dal 1991 (Legge 10) viene richiesto che "Negli edifici di proprietà pubblica o adibiti ad uso pubblico è fatto obbligo di soddisfare il fabbisogno energetico degli stessi favorendo il ricorso a fonti rinnovabili di energia o assimilate salvo impedimenti di natura tecnica od economica; fino al più recente D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 dove nell'ALLEGATO 3 (art. 11, comma 1). Nel caso di edifici nuovi o edifici sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso ad energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e delle seguenti percentuali della somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento…" e chiude al comma 6: Per gli edifici pubblici gli obblighi di cui ai precedenti commi sono incrementati del 10%. (Ma la disponibilità di risorse economiche è sempre più contenuta).

Correttamente nel medio-lungo periodo la recente SEN di Marzo 2013 — Strategia Energetica Nazionale — individua sette priorità principali da attuare in campo energetico; tra questi al primo posto c'è la promozione dell'Efficienza Energetica, ma attualmente vi sono grandi difficoltà nell'attuazione e la SEN individua le criticità principalmente nei seguenti punti:

- mancanza di focus
- tempo di payback
- capitale iniziale

Come è possibile quindi attuare un intervento di efficienza energetica / l'introduzione delle FER, tale che si riducano le emissioni in atmosfera tutelando l'ambiente e si riducano le spese di riscaldamento?

Il contratto servizio energia D.Lgs. 115/08 rappresenta ad oggi uno strumento contrattuale innovativo che genera comportamenti virtuosi e sinergia tra consumatori e operatori del settore, affidando l'incarico a un unico gestore del servizio di riscaldamento che

- ottimizzi di tutti gli aspetti gestionali;
- garantisca l'efficienza del processo tramite la leva economica;
- garantisca il risultato dell'intervento effettuato.

Il D.Lgs. 115, in particolare l'art. 6 lettera b, prevede la possibilità di effettuare investimenti volti all'aumento dell'efficienza energetica attraverso la proroga contrattuale di durata congrua che consenta un equilibrio economico-finanziario per il gestore del Servizio Energia che ha sostenuto i costi dell'iniziativa.

Ulteriormente è intervenuta sul tema dei contratti di efficientamento energetico della Pubblica Amministrazione l'Autorità di vigilanza sui contratti pubblici con la Deliberazione n.37 del 4 aprile 2012, la quale ha riconosciuto che "il D.lgs. 115/2008, ponendo a carico delle pubbliche amministrazioni l'obbligo di applicare le disposizioni di efficienza energetica nel settore pubblico in esso previste, ha inserito tra i fini istituzionali delle pubbliche amministrazioni quello di perseguimento dell'efficienza energetica". In particolare è stato stabilito che la responsabilità amministrativa gestionale ed esecutiva dell'adozione degli obblighi di miglioramento dell'efficienza energetica nel settore pubblico sono assegnati all'Amministrazione proprietaria o utilizzatrice del bene o servizio (art. 12, comma 2). Al riguardo si rammenta che l'art.2 della Legge n.131 del 5 giugno 2003 annovera tra le funzioni fondamentali degli enti locali anche quelle essenziali per il funzionamento degli enti stessi.

## IL PROCESSO DI EFFICIENTAMENTO ATTRAVERSO IL "SERVIZIO ENERGIA" (SE)

Riassumiamo, per punti, il flusso che descrive le fasi precipue (esemplificative ma caratteristiche) del SE:

- diagnosi energetica del Sistema "Edificio/Impianto/Processo";
- analisi dei risultati dello studio;
- definizione della partnership degli operatori della "Filiera";
- predisposizione di uno studio di fattibilità tecnico-economico che comprenda un'analisi economica per ottimizzare il rapporto costi-benefici per tutta la durata di vita utile degli interventi effettuati;
- sviluppo del progetto definitivo;
- reperimento delle risorse finanziarie (tramite E.S.CO. ed Operatori di tutta la "Filiera": Finanziamento tramite Terzi, Banche, incentivi – TEE);
- definizione e stipula degli atti contrattuali;
- realizzazione degli interventi strutturali / impiantistici /processo;
- fornitura dell'energia termica necessaria per il riscaldamento, climatizzazione, acqua calda sanitaria — o dell'energia elettrica nel caso di generazione distribuita — attraverso la gestione operativa degli impianti;
- manutenzione ordinaria e straordinaria e monitoraggio consumi/risparmi;
- garanzia del risultato (EPC: Energy Performance Contract).

Il contesto italiano è caratterizzato da edifici di dimensioni non elevate e da un notevole frazionamento degli immobili sul territorio. Sia dal punto di vista economico che autorizzativo è opportuno porre l'attenzione su interventi di "media" grandezza che possano consentire buoni payback e, soprattutto, un livello elevato di efficienza energetica di sistema. In questo modo è possibile definire la fattibilità ed avviare in tempi sufficientemente rapidi interventi concreti che portino a risparmi effettivi per l'utenza.

## CONCLUSIONI

Gli impianti gestiti dalla Pubblica Amministrazione necessitano spesso di interventi importanti con conseguenti possibilità di rilevanti risparmi energetici. Una gestione efficiente è un obiettivo ambizioso, ma che si può raggiungere specie con il coinvolgimento attivo degli utenti che devono bene comprendere che la "cosa pubblica" va utilizzata bene, anche meglio di quella privata e personale. Il legislatore ha da decenni spinto in questo senso, specie per gli edifici pubblici per l'importanza e la rappresentatività degli stessi. Purtroppo spesso questo non è stato compensato da finanziamenti e incentivi adeguati. Neppure la vigilanza da parte del legislatore ha permesso che questi fossero effettuati lasciando una certa sensazione di prescrizioni virtuali e troppo ideali. Gli ultimi disposti legislativi, fra cui il D.Lgs. 192 più volte citato e il Conto Termico, sono finalmente misure concrete che danno la possibilità anche da parte della PA di riqualificare i propri edifici e raggiungere standard energetici più allineai a quelli internazionali. Ci auguriamo che queste misure vengano ancor più perseguite dal legislatore, permettendo al partenariato Pubblico-Privato di migliorare il meraviglioso ed invidiato patrimonio pubblico italiano. ■

* *Sergio La Mura,* Direttore Tecnico R&I Siram SpA

### BIBLIOGRAFIA


- Legge 30 Aprile 1976 n. 373 Norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici
- Legge 9 gennaio 1991, n. 10 Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia
- D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412 Regolamento recante norme per la progettazione, l'instal- lazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia
- Legge n.131 del 5 giugno 2003 "Disposizioni per l'adeguamento dell'ordinamento della Repubblica alla L.Cost. 18 ottobre 2001, n.3"
- D.Lgs.19 agosto 2005, n. 192 Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendi- mento energetico nell'edilizia
- D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili
- Decreto 28 dicembre 2012 Incentivazione della produzione di energia termica da fonti rinnovabili ed interventi di efficienza energetica di piccole dimensioni. "c.d. Conto Termico"
- SEN marzo 2013 Strategia Energetica Nazionale: per un'energia più competitiva e so- stenibile
- D.P.R. 16 aprile 2013, n. 74 Regolamento recante definizione dei criteri generali in ma- teria di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva degli edifici e per la preparazione dell'acqua calda per usi igienici sanitari.
- Norma Europea UNI EN ISO 7730:2006 Ergonomia degli ambienti termici - Determina- zione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli in- dici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale

# Luci e ombre del Global Service

*Se la P.A. che ricorre al Global Service non è strutturata adeguatamente rischia di soccombere di fronte alla forza del fornitore di servizi e di non essere più padrona delle strategie manutentive*

*di Alessandro Tenga**

La norma UNI 9910 definisce la manutenzione come la "combinazione di tutte le azioni tecniche ed amministrative, incluse le azioni di supervisione, volte a mantenere o a riportare un'entità in uno stato in cui possa eseguire la funzione richiesta". In un lontano passato, la manutenzione degli edifici pubblici, e anche quella degli impianti, veniva gestita direttamente da alcuni dipendenti che, oltre a essere specializzati proprio in questo campo, avevano una conoscenza totale dello stabile e degli impianti in esso presente. Nei casi di manutenzione ordinaria più complessa venivano invece chiamate ditte locali e di fiducia.

## La ditta di fiducia espulsa da mercato

L'evolversi della normativa, la necessità di delegare l'attività di conduzione e manutenzione delle centrali termiche a ditte abilitate con patentino (art. 287 del DLgs 3 aprile 2006, n. 152), la necessità di nominare un terzo responsabile per la conduzione degli impianti termici (D.P.R. 412/93) e la necessità di certificare gli interventi effettuati (D.L 46/90 e D.M. 37/08) hanno reso però tali figure non più adeguate. Si è quindi ritenuto, forse a ragione, che stipendiare appositamente un dipendente pubblico incaricato di prendersi cura dello stabile non fosse compatibile con le esigenze di contenimento della spesa pubblica e con un impiego flessibile delle risorse. Inoltre, si vedeva con sospetto il rapporto che queste persone di riferimento avevano con le ditte (quasi sempre le stesse e locali). La normativa di riforma del sistema di appalti, introdotta a seguito di tangentopoli (Dlgs 109/92), non era compatibile con la cosiddetta "ditta di fiducia" ed imponeva il ricorso ad una gara di appalto per i servizi manutentivi sugli impianti. In tempi più recenti, mutuando esperienze anglosassoni, si è ritenuto utile la realizzazione di un sistema integrato di gestione tecnica del patrimonio immobiliare che consenta la programmazione e gestione di tutti gli interventi necessari, e non solo quelli manutentivi, attraverso l'affidamento degli stessi ad un unico interlocutore che ha il compito di gestirli in modo coerente e coordinato seguendo i principi di economicità ed efficienza.

## Global Service: sistema integrato di gestione tecnica del patrimonio immobiliare

La norma UNI 10685 del 1998 fornisce i criteri per la stesura di un "contratto di manutenzione basato sui risultati (global service)" definito come "contratto riferito ad una pluralità di servizi sostitutivi delle normali

attività di manutenzione con piena responsabilità sui risultati da parte dell'assuntore". L'assuntore, attraverso meccanismi di tipo economico che prevedono formule di pagamento legate ai risultati conseguiti (in termini qualitativi e quantitativi), è direttamente coinvolto nella gestione dei servizi stessi.

Il G.S. si distingue, rispetto alle tradizionali forme di appalto di servizi, per la funzione "sostitutiva" che l'appaltatore esercita nell'assorbire funzioni che, nei casi tradizionali, apparterrebbero alla struttura organizzativa del committente. All'appaltatore, quindi, viene espressamente richiesto di "occupare e sostituire" settori funzionali del committente, agendo con autonomia e in piena responsabilità nell'organizzazione e nella gestione dei settori di competenza, perseguendo in sinergia col committente stesso l'obiettivo comune costituito da un risultato prefissato. Alla base della scelta di adottare il G.S. rispetto alle tradizionali forme contrattuali, esiste un'attenta valutazione di convenienza che il committente deve fare per determinare il vantaggio (economico o funzionale) che potrebbe conseguire nel cedere all'assuntore quote dei propri servizi. Si comprende quindi che se la P.A. che ricorre al Global Service non è strutturata adeguatamente rischia di soccombere di fronte alla forza del fornitore di servizi e di non essere più padrona delle strategie manutentive. Si tenga presente che, se per un contratto tradizionale la funzione di controllo è facilmente esercitabile nel momento della prestazione (cioè al momento della fornitura, del lavoro o del servizio), nel Service il committente deve sia vedere il risultato finale del contratto in termini di soddisfazione dell'utente, sia verificare congiuntamente all'assuntore che il rapporto prezzo/prestazione non salga oltre limiti originariamente prefissati, limiti che furono alla base della scelta di convenienza per il contratto di Service. In definitiva il contratto di Global Service, contrariamente a quanto comunemente si pensi, non è la soluzione adatta per le P.A. completamente prive di strutture interne gestionali e ciò a maggior ragione per i servizi di manutenzioni degli impianti.

**"Il contratto di Global Service non è la soluzione adatta per le P.A. completamente prive di strutture interne gestionali"**

## Quando serve una "regia di manutenzione"?

Per raggiungere gli obiettivi di efficacia e efficienza occorre conoscere a fondo il patrimonio da gestire, le richieste di intervento (fabbisogno), gli interventi (quando e dove), le lavorazioni effettuate e i relativi costi (cosa e quanto), il mercato. Tale conoscenza può essere assicurata solamente da una "regia della manutenzione", ovvero un gruppo di persone all'interno dell'organizzazione committente in grado di controllare il processo lungo l'intero ciclo di vita del bene, dalla progettazione al suo mantenimento e rinnovo, la cosiddetta Ingegneria di Manutenzione. Una P.A. non adeguatamente strutturata non potrà: valutare le proposte migliorative di interventi extra canone, determinarne la congruità e la convenienza, definire se le strategie messe in atto servono meramente al raggiungimento delle prestazioni contrattuali ed ad assicurare il corrispettivo all'assuntore o siano scelte a più ampio respiro e maggiormente convenienti per la P.A.

**"Una P.A. dovrebbe saper controllare il processo lungo l'intero ciclo di vita del bene, dalla progettazione al suo mantenimento e rinnovo"**

## Pratiche di risparmio ...manutentivo

Se, per esempio, la prestazione da raggiungere è assicurare la temperatura in ambiente di 20°C, l'assuntore potrebbe pensare di aumentare la temperatura di mandata per garantirsi la soddisfazione anche degli utenti serviti dai terminali più sfavoriti e non intraprendere una complessa e faticosa operazione di taratura dei circuiti. In definitiva l'assuntore potrebbe privilegiare una strategia manutentiva meno onerosa e complicata a scapito di altri interessi del committente, quali la riduzione dei consumi, il contenimento della spesa e la valorizzazione dell'impianto. In un impianto misto, nel quale i ventilconvettori non erogano la potenza necessaria perché hanno le batterie di scambio sporche, potrebbe essere più semplice aumentare la temperatura dell'aria immessa, garantendo così la soddisfazione del cliente finale, che pulire le batterie. Una perdita dell'impianto potrebbe essere risolta con un sistema automatico di reintegro dell'acqua. Si ridurrebbero così le ore di fuori servizio dell'impianto e si assicurerebbe il risultato e la soddisfazione del cliente finale ma si lascerebbe in essere un impianto con una perdita ed in più con maggiori consumi. Inoltre negli impianti molto vecchi, situazione comune a molti edifici pubblici, gli interventi extra canone diventano necessariamente rilevanti per numero e costo ed occorre che siano presenti tecnici in grado di controllare i preventivi, fornire congruità, verificare la regolare esecuzione degli interventi.

## Vigilare anche sul Global Service

Pertanto, un contratto di manutenzione in global service non può e non deve essere, come però spesso avviene in molte P.A., una delega in bianco nei confronti dell'assuntore, che pur resta un soggetto che ha come ultimo scopo quello di massimizzare il profitto e non certo quello di fare gli interessi della P.A.: la vigilanza competente e costante sull'andamento del contratto è presupposto fondamentale per la sua buona riuscita. A tal fine possono risultare utili i sistemi di controllo remoto degli impianti, da condividersi tra P.A. e Ditta appaltatrice. Tali sistemi, ormai disponibili a costo relativamente contenuto, consentono un monitoraggio continuo degli apparati sia da parte del conduttore che dell'Ufficio Supervisore: a patto, come detto, che in tale ultimo settore siano presenti professionalità adeguate e in grado di rapportarsi a pari livello con i tecnici della Ditta di G.S.

**"Un contratto di manutenzione in Global Service non può e non deve essere una delega in bianco. Possono risultare utili i sistemi di controllo remoto degli impianti, da condividersi tra P.A. e ditta appaltatrice"**

## SISTEMI DI AGGIUDICAZIONE DELLE GARE DI GLOBAL SERVICE

**Un discorso a parte deve essere effettuato circa i sistemi di aggiudicazione delle gare di Global Service. In tali gare la valutazione delle offerte tecniche è molto delicata e complicata. Esse di solito si traduco in voluminosi plichi in cui vengono indicati:**

- **piani manutentivi**
- **le schede tecniche utilizzate per il monitoraggio delle pulizie, dei prodotti chimici utilizzati ai manuali dei sistemi informativi, dei report di avvenuta manutenzione, dei rapportini lavori, dei tempi di pronto intervento, dei numeri verdi, dei mezzi aziendali ecc.**
- **Certificazioni di qualità**
- **Organizzazione logistica**
- **Specializzazione del personale**

### CONVENZIONI CONSIP: IL PERICOLO DI UN MERCATO CHIUSO

C'è anche da dire che spesso (quasi sempre) le Pubbliche Amministrazioni sono esonerate da tale attività poiché, in nome del risparmio ottenuto con appalti centralizzati e su larga scala, le gare di appalto vengono effettuate dalla CONSIP (società per azioni del Ministero dell'Economia e delle Finanze), che propone periodicamente convenzioni anche per i servizi manutentivi degli impianti. Tale opportunità costituisce un indubbio vantaggio in termini di risparmio di apparati burocratici e di competenze specifiche nella materia, nonché in termini di eliminazione del contenzioso in fase di affidamento. Tuttavia questi contratti, lo evidenziano i fatti, sono rivolti ad una platea limitata di soggetti: gli unici che, per dimensioni aziendali e requisiti di qualificazione, possono partecipare ai lotti di grosse dimensione messi in gara. Le grosse dimensioni sono infatti quelle che — in nome della economia di scala — dovrebbero servire per spuntare prezzi migliori sul mercato. Un possibile primo rischio è che, con questa dimensione di possibili candidati, possa venirsi a creare un mercato con minore concorrenza. Quantunque sia possibile per le P.A. ricorrere a fornitori non CONSIP, previa dimostrazione della convenienza a parità di prestazioni fornite, è raro che ciò accada perché dovrebbe essere il frutto di una analisi comparativa che spesso le pubbliche amministrazioni non sono incentivate o non sono in grado di svolgere adeguatamente. La conseguenza è che le piccole imprese perdono di competitività e, per partecipare al ricco mercato delle manutenzioni pubbliche, devono spesso accontentarsi di lavori e/o servizi effettuati in regime di subappalto. Il rischio è la chiusura di migliaia di imprese di settore, in alcune delle quali risiede la vera capacità e conoscenza tecnica ed operativa specifica (una ricchezza da preservare di risorse umane esperte e competenti). Inoltre si vanno creando le condizioni per una tendenza al ribasso nella efficacia di tali soggetti: non è raro, infatti, che una ditta che prima svolgeva un servizio di manutenzione per una certa Pubblica Amministrazione, si trovi a continuare, dopo l'adesione alla convenzione CONSIP di tale Amministrazione, lo stesso servizio ad un prezzo più basso per conto del gestore del servizio di Global Service.

**"Le piccole imprese per partecipare al ricco mercato delle manutenzioni pubbliche, devono spesso accontentarsi di lavori e/o servizi effettuati in regime di subappalto"**

### La scomparsa delle grandi competenze delle piccole imprese

Quindi, per sopravvivere, accade che le piccole imprese siano costrette ad operare con risorse interne ridotte con margini minimi ed a volte insufficienti per continuare ad operare sul mercato. Apparentemente non si capisce allora dove sia il vantaggio di tale operazione e quali possano essere i risparmi conseguiti, atteso che la qualità del servizio — in assenza di capillari controlli — potrebbe addirittura peggiorare. È inoltre evidente che tale sistema penalizzi le piccole e medie imprese di manutentori di impianti presenti sul territorio, e che la larga scala, in nome della quale si attendono risparmi, soprattutto a lungo termine potrebbe produrre una limitazione della concorrenza ed, addirittura contrariamente a ciò che si vorrebbe, un possibile aumento dei costi. L'unica spiegazione — che poi si tramuta in un illusorio vantaggio — sta nel risparmio rappresentato dalla diminuzione del personale delle Pubbliche Amministrazioni dedicato alla manutenzione dei patrimoni immobiliari, nonché del suo sempre minore livello di competenza, a fronte della più allettante alternativa costituita da un sistema "on demand", una sorta di "scaffale" dei servizi nel quale anche utenti mediamente competenti possono trovare già pronte le prestazioni richieste, senza tutte le difficoltà prima affrontate e spesso non risolte.

### Lotti minori per un mercato più aperto

Andrebbe ridefinita la qualità del personale della pubblica amministrazione ricco di amministrativi con formazione economico legale, povero di tecnici esperti di manutenzioni ed impianti, spesso demotivati e privi di potere decisionale. Mentre per un solo intervento di manutenzione si produce tanta documentazione e si attiva un complesso iter burocratico, pochi sono in grado di verificarne realmente la qualità e l'opportunità. Si salva la forma e non la sostanza e si pensa di delegare la manutenzione degli impianti che non si è in grado di fare in proprio. Ciò senza pensare che già la pubblica amministrazione è delegata dal popolo ad amministrare i soldi di tutti e che dovrebbe valere il principio per cui: "Delegatus non potest delegare". Se non si vuole affrontare lo scoglio del personale delle P.A., oggi ovviamente in controtendenza come popolazione e in vistoso calo sul fronte della competenza tecnica, sarebbe quindi auspicabile almeno una parificazione del livello dimensionale dei soggetti impegnati (P.A. da una parte, imprese dall'altra); ciò è possibile mediante la creazione di lotti minori (ambiti territoriali comunali o provinciali o di ente) e tali da rendere il mercato più aperto nei confronti di realtà aziendali più piccole, più flessibili e più efficienti, cercando non la "la larga scala" ma la "giusta scala" di mercato: in questa direzione si sono già da tempo mosse alcune Amministrazioni regionali e nazionali, costituendo al loro interno delle "Consip alternative", più commisurate alla fascia di utenti alla quale intendono rivolgersi. Oppure costituendo studi tecnici aggregati tra PP.AA., tali da gestire a pari livello le complesse operazioni tecniche di valutazione e controllo che un patrimonio immobiliare oggi richiede. ■

**"Non favorire la "larga scala" ma la "giusta scala" di mercato"**

* *Alessandro Tenga,* Tecnico I.N.P.S.

# Sorgente fredda aerotermica e pompe di calore ad assorbimento: dati di prestazione di impianti reali

*I risultati medi stagionali rilevati sul campo sono utilizzabili per verificare cosa si sarebbe potuto ottenere in una riqualificazione energetica di un edificio realizzato nei primi anni '60*

*di Massimo Ghisleni**

Le pompe di calore, la loro tecnologia e le applicazioni impiantistiche per le quali possono essere impiegate sono in questi ultimi anni tornate di attualità e presentate come prezioso strumento per ottenere sistemi energetici a basso consumo d'energia fossile. L'approccio progettuale legato alle pompe di calore è però tutt'altro che semplice o vicino alla prassi comune. Non è possibile progettare per assunti e attraverso concetti assoluti. Anche l'applicazione delle pompe di calore deve essere scelta in funzione di una attenta analisi rispetto ai risultati che possono essere raggiunti attraverso il loro impiego. Possono e devono essere effettuati confronti con altre tecnologie, per verificare ovviamente sia l'opportunità tecnica che quella economica dell'installazione di un sottosistema di generazione con pompe di calore, in luogo di altre scelte possibili e alternative al solo utilizzo di caldaie. Per effettuare tali confronti sono necessari dati di progetto dettagliati relativi alle macchine, allo scopo di ricostruire e simulare il loro funzionamento stagionale. I migliori costruttori di pompe di calore mettono a disposizione dati dettagliati delle loro prestazioni, dopo aver effettuato una campagna di test in laboratorio delle proprie macchine. Meglio sarebbe, in ogni caso, conoscere anche il comportamento vero delle apparecchiature fuori dagli ambienti "asettici" e "artificiali" ricostruiti nei laboratori di ricerca e sviluppo. Per consentire una migliore comprensione delle effettive capacità di una tecnologia innovativa, occorre che si possa disporre anche di dati rilevati direttamente sul campo, in impianti di climatizzazione reali e operativi. Lo scopo di questo contributo è proprio quello di offrire uno sguardo sulle caratteristiche concrete della tecnologia delle pompe di calore ad assorbimento e utilizzare tali risultati medi stagionali rilevati sul campo per la verifica di ciò che potrebbe essere ottenuto in una riqualificazione energetica di un edificio realizzato nei primi anni '60.

## IL TEST EFFETTUATO DA RSE

**Nella prima parte di questo contributo, analizzando alcune applicazioni che sfruttano la sorgente fredda aerotermica, si tratterà l'argomento delle pompe di calore ad assorbimento, osservandone il funzionamento in un impianto reale testato da RSE Ricerca Sistema Energetico SpA, nel corso della stagione invernale 2011-2012. Verrà poi condotto anche un raffronto con le prestazioni di un impianto residenziale esistente, possibile oggetto di riqualificazione energetica in futuro. Tale raffronto sarà funzionale ad evidenziare le potenzialità delle pompe di calore ad assorbimento nei retrofit dei sistemi di generazione, partendo dal test di RSE e trascurando in questa occasione i dati dichiarati dal costruttore sui suoi manuali di progettazione.**

**Caratteristiche dell'impianto**

**L'impianto oggetto di monitoraggio energetico da parte di RSE Ricerca Sistemi Energetici SpA (si veda Figura1) è un sistema di prova realizzato in provincia di Bergamo dal costruttore delle pompe di calore, allo scopo di verificarne l'efficacia direttamente su di un impianto obsoleto e funzionante a temperature elevate del fluido termovettore. La composizione del sistema vede solo una potenza termica di progetto pari a 56,95 kW (a -5°C aria esterna e 60°C fluido termovettore in mandata all'impianto) affidata a due pompe di calore. Ad una caldaia a condensazione modulante dal 15% al 100% è affidata invece la restante parte della potenza termica di progetto necessaria al sistema, pari a 200 kW (60°C mandata fluido termovettore). In totale il sistema di riscaldamento è caratterizzato da una potenza termica di progetto pari a 257 kW.**

**Figura 1 – Immagine raffigurante l'impianto bivalente composto da pompe di calore ad assorbimento e caldaie a condensazione testato da RSE nel corso della stagione invernale 2011/2012**

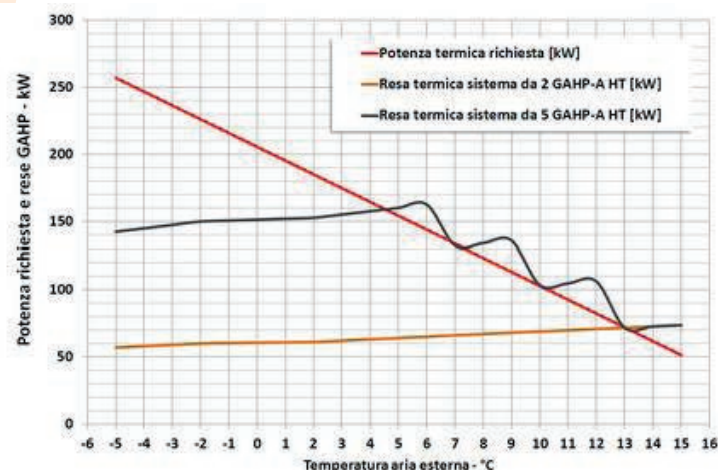



**Figura 2 – Diagramma rappresentante le rese termiche delle pompe di calore installate nell'impianto (curva arancione), di quelle che teoricamente si sarebbe potuto utilizzare (curva grigia) e della potenza termica complessivamente richiesta (retta rossa)**

**CASE STUDY 1**

### L'aria come sorgente fredda per le pompe di calore

L'aria atmosferica risulta essere una sorgente termica disponibile e di utilizzo estremamente economico, essendo meno soggetta a problematiche energetico-ambientali dovute a sfruttamenti intensivi, e meno influenzata da perplessità economiche in fase di realizzazione degli impianti. Altre sorgenti fredde impongono analisi dettagliate per poterle sfruttare con continuità nel tempo, cioè senza produrne un impoverimento o deterioramento. Sorgenti fredde come quelle geotermiche e idrotermiche, sicuramente più efficaci dal punto di vista energetico in virtù del loro stato termico più elevato e stabile rispetto all'aria atmosferica, necessitano però anche di una attenta progettazione e realizzazione del sistema di trasporto dell'energia dalla sorgente alla pompa di calore, allo scopo di ridurre al minimo i consumi energetici dovuti a tale trasferimento. L'aria come sorgente termica, nonostante sia di più semplice ed economico impiego, è invece soggetta a problematiche riconducibili ad una minore efficacia energetica. Ciò è dovuto ovviamente sia a livelli termici inferiori e più instabili nei valori di temperatura della sorgente stessa, che per i problemi dovuti ai brinamenti sulle batterie di scambio.

### ABSORPTION HEAT PUMPS: PERFORMANCE DATA OF WITH REAL PLANTS

To allow a better understanding of the actual capacity of an innovative technology as the absorption heat pump you also need the data collected in the field, or in air-conditioning systems and real operational. The purpose of this article is precisely to give a look on the specific characteristics of the technology of the absorption heat pumps and use those seasonal average results recorded in the field for verification of what could be achieved in upgrading the energy efficiency of a building constructed in early 60s.
The monitoring of some plants has shown that often with minimally invasive operations from the point of view of cost and space to occupy, you can get interesting energy and economic savings.


*Keywords:* **Absorption heat pumps, monitoring**

#### Affrontare la mancanza di una normativa stringente

Lo sfruttamento della sorgente fredda aerotermica, impone quindi l'attenta scelta di tecnologie maggiormente efficaci e idonee a lavorare con tale mezzo e le tecnologie ricercate devono essere caratterizzate da coefficienti di prestazione (COP e GUE) sufficientemente elevati a tutte le condizioni di effettivo utilizzo della macchina. Per agevolare simili valutazioni le norme dovrebbero condurre i costruttori a dichiarare maggiori dati per consentire la valutazione delle prestazioni delle proprie apparecchiature e le norme stesse dovrebbero offrire procedure di calcolo che avvicinino al vero le simulazioni effettuate dai tecnici progettisti, includendo anche la correzione da apportare al COP e al GUE in funzione degli sbrinamenti necessari in inverno. In mancanza di precisi obblighi, rimane la buona volontà di alcuni costruttori nel dichiarare maggiori informazioni utili alla progettazione e soprattutto nel pubblicare i risultati di campagne di studio su impianti reali. I dati rilevati su impianti reali sono utili al fine di rassicurare utenti ed operatori del settore rispetto alle prestazioni dei diversi sistemi, offrendo prove concrete della bontà delle prestazioni delle macchine e dei risultati ottenibili attraverso il loro impiego.

### Rese termiche

Le due pompe di calore ad assorbimento con la loro resa termica coprono il 22,2% del fabbisogno termico e, come mostrato nel grafico di Figura 2, sono progettate considerando una temperatura bivalente del sistema di generazione fissata a 13°C. Una simile configurazione può ritenersi ragionevole solo nei casi in cui, per ragioni di economia nei costi di realizzazione degli impianti o per problematiche legate allo spazio disponibile per collocare le apparecchiature, sia necessario ridurre al minimo la numerosità delle pompe di calore impiegabili. La curva arancione dell'immagine di Figura 2 evidenzia l'andamento di lieve decremento della resa termica delle due pompe di calore GAHP in funzione della temperatura della sorgente e, l'esigenza di integrare con le caldaie una gran parte del fabbisogno energetico (area compresa tra la retta rossa e la curva arancione) a causa dell'esigua presenza di pompe di calore in impianto.

### I possibili vantaggi di una progettazione differente

Una progettazione basata su criteri di scelta differenti, meno legati a ristrettezze di budget o di spazio tecnico disponibile, avrebbe portato a fissare la temperatura bivalente prossima alla media stagionale invernale dell'aria esterna. Se si fissa infatti la temperatura bivalente ad un valore vicino alla temperatura media stagionale del sito di installazione (circa 6°C per Bergamo), le pompe di calore ad assorbimento necessarie sarebbero in numero di cinque, sopperendo così almeno al 55,4% del fabbisogno termico del sistema di generazione. Il funzionamento delle cinque pompe di calore, gestite in cascata, è evidenziato in Figura 2 con la curva grigia, la quale è caratterizzata da un andamento ondulatorio per temperature superiori alla bivalente, dove cioè il sistema si autoregola per sopperire ai carichi parziali con logica di accensione/spegnimento in cascata dei singoli moduli. La curva grigia è monotona discendente per temperature inferiori alla bivalente, in virtù del funzionamento simultaneo di tutte e cinque le GAHP a pieno carico. La minore necessità di funzionamento delle caldaie che si ottiene in questo modo, è evidenziato dalla minore estensione dell'area compresa tra la curva grigia e la retta rossa. Il grafico è stato ricavato dai dati rilevati durante le prove. I risultati di un impianto realizzato con concetti di progettazione di questo genere, sarà oggetto del secondo ed ultimo esempio realizzativo riportato sinteticamente nel presente articolo.

### Le esigenze della committenza

Il test effettuato da RSE, identifica quindi la tipica situazione di un impianto di riqualificazione energetica, dove le esigenze della committenza sono almeno quattro:

a) mantenere i terminali di impianto immutati anche se funzionanti a medio-alta temperatura;
b) contenere gli spazi tecnici del sistema di generazione (in quanto nei centri urbani raramente sono disponibili grandi superfici per le apparecchiature tecnologiche);
c) contenere al minimo i costi di sostituzione dei vecchi generatori;
d) massimizzare contestualmente l'effetto di miglioramento sui consumi energetici del sistema.

### Contatori di energia indipendenti

Le due pompe di calore ad assorbimento sono collegate in parallelo sulla tubazione che si connette in serie al collettore della caldaia modulare. I singoli moduli della caldaia (due caldaie a condensazione da 100 kW) sono collegati in parallelo sul collettore stesso e di conseguenza risultano in parallelo anche alle GAHP. All'interno dell'involucro della caldaia modulare è presente un separatore idraulico che chiude il circuito primario. Sulla tubazione di mandata tra le pompe di calore e la caldaia è posto un misuratore d'energia, mentre un secondo identico strumento è posto a

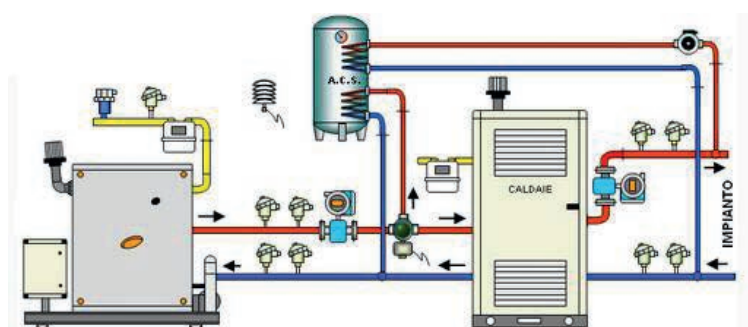



Figura 3 – **Rappresentazione grafica semplificata del sistema di generazione** così come si evince dal programma di monitoraggio utilizzato da RSE (per gentile concessione di RSE)

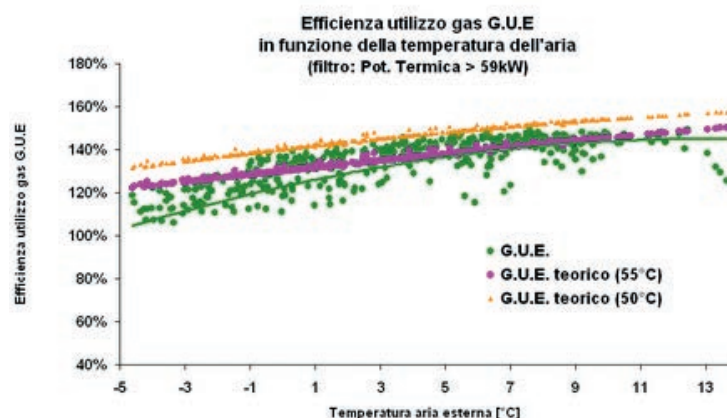



Figura 4 – **Andamento delle efficienze rilevate sui consumi di gas delle pompe di calore in accordo con la UNI EN 12309:2002.** I punti verdi sono le efficienze reali rilevate sul campo, mentre i punti gialli e viola sono le efficienze puntuali ottenibili teoricamente per una temperatura di mandata all'impianto di 50°C e di 55°C rispettivamente. Dal grafico rappresentato si evidenzia una sostanziale conferma dei dati di prestazione media stagionale delle pompe di calore ad assorbimento. Le differenze minime tra i dati teorici e quelli reali, sono ascrivibili alla presenza delle differenze di portata tra primario e secondario, al funzionamento ai carichi parziali delle macchine stesse e agli episodi di defrosting evidenziati nel corso delle prove (i punti più distanti dai valori tabellati). Si noti comunque come a basse temperature dell'aria, prossime alle condizioni di progetto, le GAHP abbiano saputo esprimere prestazioni molto elevate, con efficienze di utilizzo del combustibile gassoso prossime al 120%

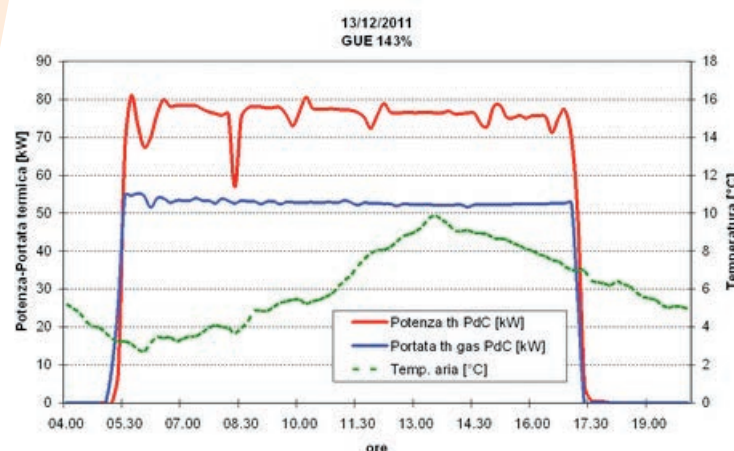



Figura 5 – **Rappresentazione grafica dell'andamento giornaliero della temperatura esterna (curva verde) della resa termica delle GAHP (curva rossa) e della portata termica delle GAHP (curva azzurra), in una giornata in cui la temperatura dell'aria esterna era in media con i dati di dicembre per Bergamo secondo UNI 10349 (5°C medi rilevati contro i 4,5°C della norma).** L'efficienza in questa giornata di funzionamento ad alta temperatura dell'impianto, è risultata particolarmente elevata ed in linea con quanto indicato nei manuali. Si sono verificati alcuni episodi di brinamento della batteria (umidità dell'aria elevata e prossima al 85% relativi), individuati nel grafico con il singolo "spikes" della curva identificante la potenza termica resa dalle GAHP. Il grafico comunque mostra una limitata influenza del fenomeno sull'efficienza del sistema e, una reazione rapida ed immediata del sistema di defrosting adottato. Inoltre il grafico mostra la particolarità del mantenimento del servizio di riscaldamento senza interruzioni dovute ai cicli di sbrinamento

| | Giorni | Temperatura aria esterna | Temperatura mandata GAHP | Temperatura ritorno GAHP | Energia termica PdC | Energia termica totale | Energia elettrica lorda GAHP | Energia elettrica netta GAHP | Energia termica gas GAHP | Energia termica gas caldaie | G.U.E. GAHP | Rendimento caldaie | PER GAHP (Rapporto energia primaria) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | (n) | (°C) | (°C) | (°C) | (kWh) | (kWh) | (kWh) | (kWh) | (kWh) | (kWh) | (%) | (%) | (%) |
| Novembre Dicembre | 34 | 5,1 | 55,8 | 42,5 | 10.073 | 25.606 | 702 | 568 | 12.429 | 9.885 | 137,4 | 87,9 | 125,0 |
| Gennaio | 31 | 3,1 | 56,1 | 41,6 | 13.973 | 25.615 | 606 | 491 | 10.931 | 12.324 | 127,8 | 94,9 | 116,5 |
| Febbraio | 29 | 2,4 | 55,3 | 41,2 | 17.389 | 32.966 | 540 | 424 | 13.983 | 16.048 | 124,4 | 97,4 | 116,7 |
| Marzo | 31 | 13,0 | 55,4 | 43,5 | 5.187 | 6.105 | 196 | 127 | 4.134 | 1.246 | 125,5 | 85,2 | 117,6 |
| Inverno | 125 | 6,0 | 55,6 | 42,2 | 53.622 | 90.292 | 2.046 | 1.609 | 41.477 | 39.503 | 129,3 | 93,9 | 119,2 |
| Periodo con energia termica GAHP superiore a 300 kWh/giorno | | | | | | | | | | | 130,2 | 95,9 | 120,1 |

Note: PCI gas metano = 34,778 MJ/Sm3
Il PER (Primary Energy Ratio) è stato valutato con rendimento del sistema elettrico nazionale pari al 46%, AEEG Delibera n. EEN 3/08.
Il DL 28/2011 tuttavia fa riferimento all'indice Eurostat che valuta il rendimento del sistema elettrico europeo pari al 40%.

Figura 6 – **Tabella prelevata dalla documentazione pubblicata dal costruttore delle pompe di calore per divulgare i risultati ottenuti attraverso le prove condotte da RSE, limitatamente al comportamento delle due tecnologie utilizzate.** Si noti come per una temperatura media dell'aria esterna pari a 6°C (in linea con le medie stagionali UNI 10349 per il sito di installazione) e per una temperatura medio alta di mandata del fluido termovettore caldo pari a 56°C, l'efficienza GUE delle macchine sia risultata prossima al valore di 1,30 (130%), mentre l'efficienza delle caldaie a condensazione sia arrivata ad un valore medio pari al 94%. L'efficienza GUE medio stagionale delle pompe di calore è risultata vicina al valore dichiarato dal costruttore (1,397) con una differenza dal valore tabellato pari a -7% in condizioni di impianto reali e, soprattutto, obsoleto e non modificato rispetto allo stato primitivo. Il rapporto all'energia primaria delle pompe di calore, ovvero il coefficiente di prestazione che include tutti i consumi energetici delle GAHP è risultato pari a circa REP = 1,20. Se si considerano i risultati complessivi del sistema di generazione composto da GAHP e caldaie a condensazione, si riscontra un rapporto energia primaria PER pari a 1,07 vista la preponderanza delle caldaie nella copertura dei fabbisogni. Questo dato, che a prima vista può sembrare basso e poco confortante, va invece osservato considerando le scelte impiantistiche effettuate. Ci si ricordi che l'obiettivo dell'impianto testato è la riqualificazione energetica di un impianto esistente, minimizzando i costi di realizzazione degli interventi di retrofit e utilizzando la minor superficie possibile per collocare le apparecchiature necessarie

valle della caldaia modulare. Il primo misuratore rileva il contributo delle pompe di calore, mentre il secondo il contributo di tutto il sistema. I consumi di energia elettrica e di gas combustibile sono stati monitorati con contatori indipendenti e dedicati alle singole apparecchiature, per entrambi i vettori energetici utilizzati.

### Le problematiche riscontrate

L'impianto di distribuzione e cessione del calore è costituito da un sistema esistente realizzato a metà degli anni novanta. Le tubazioni, i sistemi di pompaggio e gli spillamenti del circuito secondario sono stati utilizzati senza modifiche rispetto all'impianto esistente, così come le termoventilanti installate all'interno delle officine climatizzate. Le termoventialnti sono alimentate con fluido termovettore prossimo ai 60°C alla temperatura di progetto (-5°C) dell'aria esterna. Una curva climatica molto stretta, gestisce una temperatura scorrevole tra 50°C e 60°C. Non è stato possibile bilanciare perfettamente le portate tra primario e secondario e, quindi, sui due lati del separatore idraulico si verificano miscelazioni sulle temperature ottenute per il fluido termovettore. Questa particolarità, abbastanza usuale negli impianti, è stata origine di una diminuzione delle efficienze energetiche riscontrate. Infine, la mancata installazione di un idoneo volano energetico, costituito da un serbatoio inerziale a quattro attacchi in luogo del separatore idraulico, ha impedito di contenere con tale stratagemma i residui inconvenienti legati al funzionamento ai carichi parziali.

### RISULTATI DEL TEST DI RSE

Il periodo in cui è stato effettuato il test qui descritto ha inizio nel mese di novembre 2011 e termina con la fine del mese di marzo 2012. Nelle Figure 4, 5 e 6 le principali evidenze emerse.

CASE STUDY 1

CASE STUDY 2

## PRESTAZIONI DI UN POTENZIALE RETROFIT

È interessante a questo punto osservare i dati da un punto di vista differente, utilizzando i risultati di un altro test condotto in provincia di Bergamo, allo scopo di monitorare i consumi di un sistema edificio impianto obsoleto. Sulla base di questo esempio sarà più chiara l'utilità di un PER = 1,07 (che non va inteso come rendimento di combustione paragonabile a quello di una caldaia) ottenibile in impianti esistenti solo con GAHP realizzati "in economia".

### Caratteristiche del sistema-edificio

Durante il funzionamento del servizio di riscaldamento 2012-2013 di una palazzina residenziale sita in Bergamo è stata condotta una diagnosi energetica del sistema di generazione. Il complesso residenziale in questione si compone di due edifici distinti facenti capo ad una sola centrale termica recentemente riqualificata. Gli involucri edilizi realizzati nel 1966, sono caratterizzati da una superficie utile riscaldata pari a 3888 $m^2$, mentre il volume lordo riscaldato è pari a 12528 $m^3$. L'unica azione di riqualificazione energetica condotta nel tempo sull'involucro edilizio, riguarda la coibentazione della copertura dello stabile, effettuata nel 1999. Le superfici disperdenti di antiquata concezione, sono caratterizzate dalle seguenti caratteristiche: strutture opache verticali $\lambda = 1,25$ W/($m^2$K), strutture trasparenti $\lambda = 5,34$ W/($m^2$K), copertura $\lambda = 0,22$ W/($m^2$K), basamento $\lambda = 1,34$ W/($m^2$K).

La centrale termica è costituita da una sola caldaia monoblocco a due giri di fumo ad alto rendimento pressurizzata, dotata di un bruciatore gas bi-stadio. La centrale termica nella parte di generazione è stata aggiornata nel 1999 sostituendo il generatore di calore, il quale risulta oggi ancora in ottime condizioni di esercizio. Il sistema di generazione segue una curva climatica attraverso una sonda esterna, un regolatore elettronico e una valvola miscelatrice a tre vie sulla tubazione di mandata all'impianto. Il sistema di cessione del calore in ambiente è costituito da radiatori a colonna in ghisa. Il sistema edificio-impianto monitorato

Figura 7 – Particolari dell'edificio e del sistema di generazione monitorati

Figura 8 – Particolari del sistema di monitoraggio energetico della centrale termica

nel corso della stagione invernale 2012/2013 è caratterizzato da un indice di prestazione energetica pari a EP = 183 kWh/(m$^2$ anno), dato ricavato dalla certificazione energetica dello stabile.

Riteniamo che questo caso applicativo non si configuri come la peggiore delle situazioni possibili rintracciabili in ambito di riqualificazione energetica, bensì come un esempio di edificio medio tra quelli esistenti nel parco edilizio residenziale. Ben di peggio è presente allo stato attuale sul territorio nazionale.

### Lettura settimanale dei contatori

Il monitoraggio energetico del sistema di generazione (Figure 8 e 9) è stato condotto mediante una lettura settimanale dei contatori volumetrici del gas combustibile e del contatore d'energia installato in centrale termica. Il prospetto riportato in Tabella 1 indica l'andamento dei consumi per la stagione di funzionamento considerata.

### Curva climatica

La curva climatica, utilizzando la quale è possibile individuare la temperatura di mandata del fluido termovettore caldo elaborata dalla valvola miscelatrice, è descritta in Figura 9.

La curva climatica mostra come durante la stagione invernale le temperature di mandata del fluido termovettore sono state sempre compatibili con il funzionamento di un sistema di generazione bivalente costituito da pompe di calore ad assorbimento e caldaie a condensazione, simile al sistema monitorato da RSE e descritto nei precedenti paragrafi. Il sistema a pompe di calore è inoltre pronto ad operare a temperature maggiori, qualora si raggiungessero o superassero le condizioni di progetto.

### Come riqualificare al meglio

Effettuando le opportune valutazioni per adattare le potenze di progetto è possibile effettuare un'operazione di riqualificazione energetica del sistema di generazione installando una caldaia di moderna concezione all'interno del locale tecnico e posizionando all'esterno un numero ridottissimo di pompe di calore ad assorbimento (come nel caso analizzato da RSE). Si otterrebbe così un sistema di generazione bivalente, abbinato ad un impianto di distribuzione e di cessione del calore mantenuto allo stato originario, caratterizzato da un efficienza all'energia primaria REP = 1,07. Tale sistema sortirebbe i risultati evidenziati in Figura 10.

### I risultati ottenibili

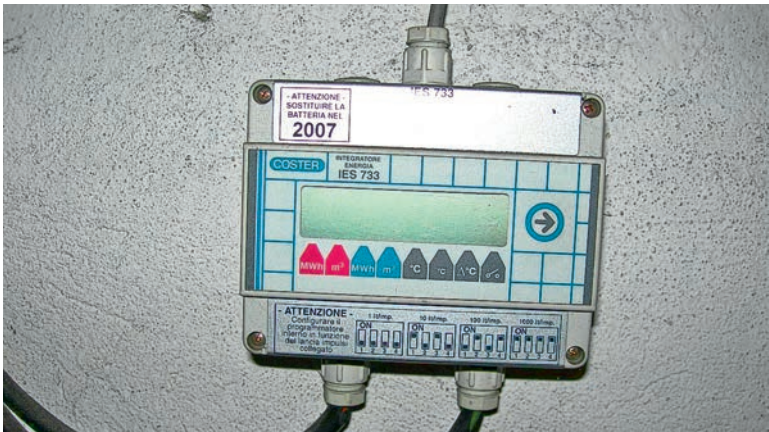
Il vantaggio energetico ottenibile in questo impianto da riqualificare è pari ad una riduzione dei consumi di gas della centrale termica pari al 11%. Tale riduzione dei consumi energetici primari, corrisponde ad un vantaggio economico annuo di circa 5.030,00 Euro sui costi di fornitura gas rilevati dai consuntivi dell'Amministrazione Condominiale per la stagione 2012-2013. Tale risultato non sarebbe stato possibile mediante l'adozione di una caldaia a condensazione ed è stato calcolato sulla base dei dati di efficienza, resa termica e temperature della sorgente e del pozzo caldo testati da RSE.

| MESE | $Q_{gn,in}$ [kWh] | $Q_{gn,out}$ [kWh] | $\theta_{a,avg}$ [°C] | Ore | PLR | $\eta_{gn}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| NOV '12 | 68157,3 | 59208,0 | 5,06 | 364 | 0,60 | 0,85 |
| DIC '12 | 111971,1 | 100707,0 | 3,60 | 490 | 0,66 | 0,90 |
| GEN '13 | 94895,1 | 85839,0 | 2,91 | 406 | 0,68 | 0,90 |
| FEB '13 | 58906,6 | 51308,0 | 5,51 | 308 | 0,58 | 0,85 |
| MAR '13 | 58356,4 | 49117,0 | 6,24 | 294 | 0,55 | 0,84 |
| TOT/MED | 392286,4 | 346179,0 | 4,67 | 1862,0 | 0,61 | 0,87 |

Tabella 1 – Dati energetici del sistema di generazione monitorato durante la stagione invernale 2012/2013

Figura 9 – Curva climatica rilevata in impianto durante il monitoraggio energetico

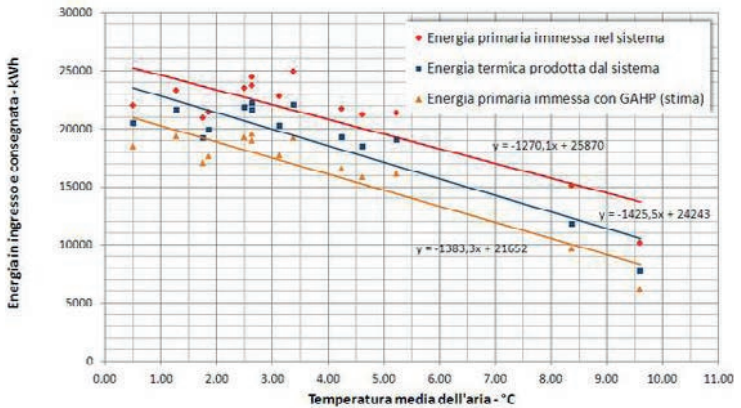



Figura 10 – **Diagramma raffigurante le prestazioni energetiche rilevate durante la gestione dell'impianto e quelle ottenibili con un sistema bivalente composto per circa il 20% da pompe di calore ad assorbimento aerotermiche e per l'80% da caldaie a condensazione.** I dati e la retta interpolante di colore rosso rappresentano l'energia primaria consumata dal sistema di generazione esistente. I dati e la retta interpolante di colore blu evidenziano il fabbisogno energetico termico del sistema di distribuzione. I dati e la retta interpolante di colore giallo identificano invece l'energia primaria necessaria al sistema di generazione riqualificato con pompe di calore ad assorbimento (in numerosità ridottissima rispetto ai fabbisogni di progetto) per coprire il fabbisogno energetico rilevato nella stagione 2012-2013

## BREVE ANALISI DEL CASO FERRARIS ENERGIA

**A conclusione di questa trattazione rimane un interrogativo: quali risultati avrebbe ottenuto un impianto progettato con un numero maggiore di pompe di calore avendo disponibilità di spazio e con una maggiore propensione ad investire in tecnologia? Per rispondere a questa domanda, evitando analisi ed estrapolazioni numeriche, proponiamo l'esempio di una realizzazione residenziale in un condominio riqualificato in centro a Milano (Figura 11). Tale impianto è stato realizzato dalla Società Ferraris Energia stipulando un contratto di gestione energetica dell'edificio. La progettazione di quest'impianto è stata effettuata dal prof. Piemonte di Milano.**

**Dettagli del sistema**

**La centrale termica dello stabile, rimodernata recentemente, si compone (Figura 12) di 5 pompe di calore ad assorbimento per solo riscaldamento GAHP-A HT con potenza termica utile complessiva alle condizioni di progetto circa 140 kW (temperatura di mandata 60°C). Inoltre la centrale termica è dotata di N° 2 caldaie esistenti (non sostituite) installate nel 2002, marca Ygnis modello Varino Grande 350 TB per una potenza termica utile complessiva di 682,4 kW e potenza al focolare complessiva di 700 kW (η = 97,5%). Lo schema impiantistico della centrale vede le pompe di calore poste in serie sulla tubazione di ritorno alle caldaie e, prevede la possibilità di preriscaldare il fluido termovettore caldo entrante nei generatori di calore, quando la curva climatica richiede temperature di mandata agli utilizzatori superiori alla massima consentita dalle GAHP. Quando l'impianto lavora a condizioni di temperatura di mandata compatibili con il funzionamento delle pompe di calore (temperatura inferiore o uguale a 65°C), generalmente l'intero servizio di riscaldamento e alimentato dalle sole pompe di calore.**

**L'allacciamento della nuova centrale avviene in questo caso a mezzo di uno scambiatore di calore a piastre, utile soprattutto ad impedire che impurità presenti nel vecchio circuito di riscaldamento (non ammodernato e non interessato dalla riqualificazione energetica), possano creare problemi alle nuove apparecchiature installate.**

**I dispositivi per la lettura energetica**

**Un primo contabilizzatore di energia posto a valle delle pompe di calore ed un secondo posto a valle dell'intero sistema di generazione, assicurano la lettura dell'energia termica prodotta da tutte le apparecchiature. Due contatori gas consentono di leggere il consumo delle sole pompe di calore e dell'intero sistema di generazione.**

**I risultati ottenuti**

**I risultati ottenuti in questo caso hanno messo in luce che durante la stagione invernale 2012-2013 l'energia termica fornita dalle sole GAHP è stata pari a 589,07 MWh che corrisponde al 73,3% dell'intero fabbisogno. L'energia fornita dalle caldaie ad integrazione è risultata pari al 214,48 MWh corrispondente al 26,7% dell'intero fabbisogno. L'efficienza GUE registrata sulle pompe di calore è pari al 151% e il risparmio economico sul consumo di gas dell'intero sistema di generazione è pari al 39%, rispetto alle gestioni precedenti condotte con caldaie moderne installate nel 2002.**

**Questi sono i risultati che ci si può aspettare da impianti ben progettati e realizzati, ipotizzando la temperatura bivalente in prossimità della temperatura media stagionale dell'aria nel sito di installazione.**

**Figura 11 – Edificio in via Cardano a Milano riqualificato mediante l'adozione di pompe di calore ad assorbimento e caldaie a condensazione**

**Figura 12 – Il sistema di generazione a pompe di calore ad assorbimento GAHP aerotermiche poste in copertura alla stabile**

**CASE STUDY 3**

## CONCLUSIONI

Il test condotto da RSE (Ricerca sui Sistemi Energetici SpA) e la prova di Ferraris Energia hanno evidenziato, in un impianto reale gestito in medio-alta temperatura, come le efficienze dichiarate dal costruttore di pompe di calore ad assorbimento siano vicine alle prestazioni reali delle macchine stesse, al netto delle problematiche legate ai cicli di sbrinamento (che tale tecnologia gestisce in modo eccellente) ed a tutte le particolarità riconducibili alla gestione di un impianto reale, necessariamente differenti dalle condizioni riproducibili in laboratorio. Le prestazioni rilevate sul campo delle pompe di calore ad assorbimento sono risultate superiori a quelle delle pompe di calore di diverso tipo monitorate in altri impianti da RSE, se ricondotte alle medesime condizioni di esercizio dei casi qui analizzati, ed hanno mostrato la spiccata propensione delle GAHP a lavorare anche a condizioni climatiche particolarmente gravose, sfruttando al meglio la più economica e semplice delle sorgenti fredde disponibili.

Si è visto anche come i risultati complessivi del sistema monitorato da RSE possano portare ad interessanti risparmi energetici quando la tecnologia delle pompe di calore ad assorbimento viene utilizzata per riqualificare energeticamente il parco residenziale esistente. Con operazioni poco invasive dal punto di vista dei costi e degli spazzi da occupare, è possibile ottenere interessanti risparmi energetici ed economici. ■

* *Massimo Ghisleni,* Robur spa

*a cura di Lucia Kern*

## 49° Convegno internazionale AiCARR (Roma, 26-28 febbraio 2104) Early bird per le iscrizioni esteso al 6 gennaio

I numerosi relatori internazionali stanno ultimando le memorie che verranno presentate al 49° Convegno internazionale "Edifici di valore storico: progettare la riqualificazione. Una panoramica, dalle prestazioni energetiche alla qualità dell'aria interna"; al fine di permettere loro una più agevole programmazione dell'iscrizione al Convegno, il termine ultimo per le registrazioni a quote di favore è stato esteso per tutti al 6 gennaio 2014.
Inoltre, grazie all'accordo stipulato da AiCARR con Trenitalia, i partecipanti al Convegno possono acquistare, per il periodo dal 25 febbraio al 1 marzo, biglietti ferroviari per i treni del servizio nazionale DPNI con destinazione/origine Roma a prezzi vantaggiosi: è prevista la riduzione del 30% per chi viaggia in Business o prima classe e del 20% per chi sceglie seconda classe o livello Standard. Le condizioni per usufruire del servizio sono pubblicate sul sito AiCARR.
A breve sarà disponibile sul sito il programma preliminare dell'evento; ricordiamo che la Sessione Plenaria, che si terrà il pomeriggio del 26 febbraio nella Sala del Refettorio quattrocentesco di Palazzo Venezia, vedrà gli interventi del Presidente Eletto Livio de Santoli, che illustrerà le Linee di indirizzo per l'efficienza energetica nel patrimonio di interesse storico-culturale, e di Maddalena Ragni, Direttore Generale per il Paesaggio, le Belle arti, l'Architettura e l'Arte contemporanee del Ministero dei Beni e delle Attività Culturali, che parlerà di Esigenze e vincoli per la fruizione e la conservazione degli edifici storici, accanto alle relazioni di esperti ASHRAE e REHVA.

## Al Convegno di Roma, il corso ASHRAE Troubleshooting Humidity Control Problems

Il mattino del 26 febbraio, in occasione del Convegno di Roma, ASHRAE organizza il corso Troubleshooting Humidity Control Problems.
Focalizzato sugli edifici già esistenti, il corso illustra come diagnosticare e risolvere i problemi di umidità che si verificano nel corso del tempo. I contenuti sono stati sviluppati in oltre 10 anni, grazie alla collaborazione con Facility Manager, operatori del settore HVAC e imprese di manutenzione. Il corso è pensato per professionisti già esperti che conoscono bene il sistema edificio-impianti, ma che non hanno mai affrontato direttamente il tema del controllo dell'umidità e ora sentono la necessità di strumenti per comprendere e risolvere questa criticità.
Il corso è affidato a un eminente esperto del settore: Lew Harriman, Director of Research & Consulting Mason-Grant a Portsmouth, New Hampshire, che da 35 anni si occupa di sistemi per il controllo dell'umidità in ambito commerciale e industriale. Autore di due Guide ASHRAE sul tema, Harriman, negli ultimi 10 anni, ha condotto corsi sul controllo dell'umidità negli USA, in Asia e in Europa per oltre 3 mila professionisti.
Il corso è in lingua inglese e non è prevista la traduzione in italiano.
A breve, nella sezione del sito dedicata al Convegno, sarà pubblicato il link diretto al sito ASHRAE per l'iscrizione; possono partecipare al corso anche coloro che non sono iscritti al Convegno di Roma.

## AiCARR vi aspetta a MCE 2014 con un vivace programma di eventi (Fieramilano, dal 18 al 21 marzo)

È in corso l'organizzazione del programma di eventi che AiCARR propone nel corso di Mostra Convegno Expocomfort 2014.
Anche quest'anno viene presentata la collaudata formula che vede in agenda agili appuntamenti della durata di 3 ore, alcuni realizzati con la prestigiosa collaborazione di ASHRAE e REHVA, che permettono ai partecipanti di visitare con tranquillità il Salone, intervallando il giro degli stand con momenti di aggiornamento e di formazione su tematiche di grande attualità.
"Verso una legge quadro per l'energia degli edifici?" è il quesito sul quale farà chiarezza il Seminario AiCARR, con l'intervento del Presidente Eletto Livio de Santoli e di altri qualificati relatori, anche provenienti dal mondo istituzionale. La definizione di una legge quadro potrebbe essere una proposta dall'Associazione alle Istituzioni per sopperire alla mancanza di chiarezza e di omogeneità a livello nazionale nella regolamentazione legislativa dell'efficienza energetica degli immobili.
Le esperienze internazionali sul risparmio energetico degli edifici esistenti verranno illustrate nel corso Seminario REHVA "Towards Low Energy Retrofitted Building: potential energy saving of the existing building stock", mentre le pompe di calore a terreno saranno al centro del Corso ASHRAE "Ground coupled Heat Pumps". Questa esclusiva occasione di formazione verrà condotta da due docenti fra i più accreditati in materia negli USA: Kirk T. Mescher e Steve Kavanaugh. Mescher, ingegnere e socio fondatore della CM Engineering, Inc., Columbia, MO., è certificatore accreditato LEED per United States Green Building Council ed esperto in pompe di calore. Steve Kavanaugh, PhD, professore di ingegneria meccanica presso l'Università dell'Alabama e docente in numerosi Seminari, è impegnato in R&S delle pompe di calore a terreno da vent'anni ed è autore di articoli e volumi sul tema.

Il programma degli eventi in MCE prevede infine le proposte di aggiornamento professionale a cura di AiCARR Formazione: Seminari tecnici dedicati ad argomenti di particolare interesse per progettisti, installatori, manutentori e per tutti coloro che si occupano del sistema edificio-impianto. Come sempre, i Seminari verranno condotti da docenti qualificati e fra i migliori esperti in materia.

## I risultati delle elezioni per il rinnovo delle Cariche Sociali 2014-16

Si sono concluse lo scorso 2 dicembre le votazioni per l'elezione del Consiglio Direttivo e del Collegio dei Revisori dei Conti, che entreranno in carica ad aprile 2014.
Per il Consiglio Direttivo sono stati eletti (in ordine di preferenze ricevute): Mara Portoso, Gabriele Raffellini, Stefania Bracco, Rita Mastrullo, Vincenzo Corrado, Piercarlo Romagnoni, Natale Foresti, Livio Mazzarella, Mauro Strada, Fabio Minchio, Luca Pauletti, Alfio Russo, Clara Peretti, Paolo Cervio, Franco Cotana, Federico Pedranzini, Adileno Boeche, Luigi Tischer, Marco Dell'Isola, Sergio La Mura, Aroldo Bargone.
Per il Collegio dei Revisori dei Conti gli eletti sono: Alessandro Cocchi e Filippo Busato, quali membri effettivi che provvederanno alla nomina del Presidente del Collegio, e Enzo Lo Jacono e Cesare Orsini, in qualità di supplenti.

## Al via a febbraio il Percorso Fondamenti 2014

Prende il via il 4 febbraio a Milano il Percorso Fondamenti della Scuola di Climatizzazione. Dopo l'ottimo riscontro ottenuto dalle edizioni precedenti, ritornano ora i 20 corsi sui temi essenziali della progettazione di impianti, ideati per chi intende affacciarsi alla professione supportato da un'efficace preparazione tecnica di base.

Il Percorso Fondamenti prevede lezioni teoriche e pratiche, oltre a esercitazioni in aula; gli argomenti sono selezionati dagli esperti di AiCARR Formazione e affidati a qualificati professionisti e accademici di settore.

Al termine del Percorso, frequentabile integralmente oppure selezionando i moduli di interesse, il partecipante è in grado di "leggere" un progetto e ha acquisito le nozioni essenziali per cominciare a muoversi con sicurezza nel mondo della climatizzazione.

**Il calendario**

| DATA | MODULO | COD. |
|---|---|---|
| Martedì 4 febbraio | **Psicrometria: fondamenti e trasformazioni psicrometriche**<br>Il modulo tratta le proprietà e i diagrammi di stato dell'aria umida, le principali trasformazioni termodinamiche dell'aria necessarie alla climatizzazione indoor, i fattori che determinano la definizione delle condizioni di immissione dell'aria in ambiente, il calcolo di portate e potenze necessarie. | PS1F |
| Mercoledì 5 febbraio | **Il comfort termoigrometrico**<br>Gli scambi energetici tra corpo umano e ambiente vengono analizzati attraverso l'introduzione del concetto di "comfort" termoigrometrico (con i relativi indici di definizione e misura) e quello di "discomfort", con le relative cause, secondo gli approcci normativi prescrittivi e prestazionali. | PS2F |
| Giovedì 6 febbraio | **La qualità dell'aria interna**<br>Il modulo tratta la correlazione fra salute delle persone e inquinamento dell'aria negli ambienti interni, analizzando i contaminanti e le sorgenti di contaminazione, soffermandosi sulla diluizione degli inquinanti attraverso la ventilazione, in conformità agli approcci normativi prescrittivi e prestazionali. | PS3F |
| Martedì 11 febbraio | **Caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio**<br>Il modulo presenta i componenti e i materiali che costituiscono l'involucro edilizio ponendo l'accento sulle loro proprietà termoigrometriche. Viene presentato il calcolo dei parametri prestazionali termici sia per l'involucro che per suoi componenti. Vengono definite e applicate le verifiche di legge previste. | CA1F |
| Mercoledì 12 febbraio | **Calcolo dei carichi termici estivi**<br>Si affronta il calcolo dei carichi termici in regime estivo, secondo modelli dettagliati e semplificati finalizzati al dimensionamento dell'impianto di raffrescamento. Vengono analizzate, con applicazioni, le maggiori criticità sul carico estivo determinate dalle prestazioni termiche dei componenti dell'involucro edilizio e dai carichi interni. | CA2F |
| Giovedì 13 febbraio | **Calcolo dei carichi termici invernali**<br>Il modulo illustra l'applicazione della norma UNI 12831al calcolo del carico termico di progetto invernale per il riscaldamento indoor. Si effettuano applicazioni che consentono di approfondire le tematiche relative alle trasmittanze termiche, ai ponti termici, ai limiti di legge e si analizzano gli effetti sul dimensionamento dell'impianto. | CA3F |
| Martedì 25 marzo | **Impianti di climatizzazione: tipologie e criteri di scelta progettuale**<br>Il modulo introduce il concetto di sistema "edificio-impianto" ed evidenzia le funzionalità di un impianto di climatizzazione. Presenta le principali tipologie impiantistiche e, con l'ausilio di applicazioni pratiche, illustra i criteri di scelta delle soluzioni da adottare. | PR1F |
| Mercoledì 26 marzo | **Progettazione di impianti di climatizzazione a tutt'aria: fondamenti**<br>Il modulo consente di acquisire le competenze necessarie per la scelta e il dimensionamento dell'impianto ad aria più adeguato al caso trattato, secondo la logica di regolazione ottimale e attraverso l'utilizzo dei sistemi più adeguati a conseguire il risparmio energetico (recupero di calore e raffreddamento gratuito diretto e indiretto) con appositi software di progettazione. | PR3F |
| Giovedì 27 marzo | **Progettazione di impianti di climatizzazione a tutt'aria: dimensionamento**<br>Tematiche principali del corso sono la scelta e il dimensionamento di un sistema di trattamento aria, delle reti aerauliche, dei terminali ad aria, delle modalità di regolazione che garantiscono risultati ottimali nelle diverse varianti applicative. Viene dedicato un approfondimento alle applicazioni - in ambito ospedaliero - degli impianti di climatizzazione a tutt'aria. | PR7F |
| Martedì 1 aprile | **Progettazione di impianti di riscaldamento ad acqua: fondamenti**<br>Il modulo illustra i componenti degli impianti di riscaldamento (caldaie, bruciatori, terminali…), i principali sistemi di distribuzione del fluido termovettore e la strumentazione di controllo e sicurezza. La metodologia per il dimensionamento dell'impianto è spiegata con l'ausilio di esempi pratici. | PR2F |
| Mercoledì 2 aprile | **Progettazione di impianti di climatizzazione misti aria/acqua: fondamenti**<br>Le caratteristiche, le peculiarità e i campi di applicazione degli impianti misti aria-acqua sono il tema conduttore del corso, unitamente alle caratteristiche, alle trasformazioni dell'aria primaria e dell'aria secondaria, alle temperature di funzionamento e ai criteri di scelta dei terminali ambiente. | PR4F |
| Giovedì 3 aprile | **Progettazione di impianti di climatizzazione misti aria/acqua: dimensionamento**<br>Il programma illustra le funzionalità delle parti aria e acqua, la scelta e il dimensionamento del sistema di trattamento aria e delle reti aerauliche, dei terminali ambiente e delle reti idroniche. Le modalità di regolazione che consentono di ottenere risultati ottimali vengono presentate nell'ambito delle diverse varianti applicative. | PR8F |

| DATA | MODULO | COD. |
|---|---|---|
| Mercoledì 9 aprile | **Diffusione dell'aria in ambiente interno**<br>Il modulo presenta i principali parametri relativi alla diffusione dell'aria negli ambienti, con la definizione delle caratteristiche fondamentali e delle peculiarità dei terminali di diffusione. | PR5F |
| Giovedì 10 aprile | **Unità di trattamento aria**<br>Gli aspetti funzionali, dimensionali e costruttivi dei componenti di un'unità di trattamento aria sono descritti attraverso i trattamenti subiti dall'aria umida al suo interno, ponendo l'accento sulle logiche di regolazione e mettendo in evidenza le specificità in relazione ai diversi sistemi impiantistici in cui una UTA è collocata. | PR6F |
| Martedì 15 aprile | **Centrali termiche**<br>Il modulo presenta i fondamenti della combustione e analizza i componenti di una centrale (bruciatori, generatori di calore, compresi camini e canne fumarie collettive); presenta, inoltre, le norme di sicurezza e prevenzione incendi per le centrali, per i recipienti in pressione e per gli impianti a combustibile gassoso. | CE1F |
| Mercoledì 16 aprile | **Centrali e impianti idrici - trattamento acqua**<br>Il tema della definizione delle prestazioni e del dimensionamento degli impianti idrico-sanitari, di pressurizzazione, stoccaggio, preparazione, distribuzione e scarico dell'acqua, costituisce la parte principale del corso. Una seconda parte è dedicata agli impianti di trattamento dell'acqua per sistemi di raffreddamento, impianti termici, e per la produzione di acqua calda sanitaria. | CE2F |
| Martedì 6 maggio | **Macchine frigorifere e pompe di calore: fondamenti**<br>Il modulo illustra i principi fisici, i componenti delle macchine, l'impatto sul loro funzionamento, il calcolo delle prestazioni termodinamiche con il diagramma di stato del fluido operativo. Spiega, inoltre, come eseguire valutazioni sulle prestazioni stagionali delle macchine che utilizzano l'aria esterna come sorgente o pozzo. | CE3F |
| Mercoledì 7 maggio | **Centrali frigorifere**<br>La progettazione delle centrali frigorifere è il tema principale del corso che dedica particolare attenzione alle logiche di regolazione, al contenuto d'acqua dell'impianto (accumuli), alle criticità di installazione (spazi di rispetto) e a quelle acustiche, descrive le circuitazioni idrauliche adeguate, anche nel caso cui è presente un'installazione plurima di macchine. | CE4F |
| Giovedì 8 maggio | **Regolazione automatica: fondamenti e applicazioni**<br>Il modulo presenta i fondamenti della regolazione automatica degli impianti di climatizzazione, con particolare attenzione al dimensionamento delle valvole di regolazione; analizza le applicazioni tipiche della regolazione automatica degli impianti, evidenziando il risparmio energetico che si potrà ottenere. | RE1F |
| Venerdì 9 maggio | **Il progetto: procedure, documenti e legislazione**<br>Il modulo consente di acquisire gli elementi base della metodica di progettazione mirata alla soddisfazione comune del committente, del team di progettazione e dell'appaltatore, nel rispetto delle esigenze espresse, dei tempi e dei costi di appalto concordati. | NO1F |

## Per i più esperti, il Percorso Approfondimenti (a partire da maggio 2014)

Il Percorso Approfondimenti, in programma alla Scuola di Climatizzazione a maggio e giugno, è ideale per chi, già esperto, sceglie di mantenersi costantemente aggiornato per incrementare la propria competitività e professionalità e per chi ha seguito il Percorso Fondamenti e desidera entrare dettagliatamente nel merito di alcune tematiche di interesse. Il Percorso prevede dodici corsi di una giornata su tematiche di fondamentale interesse per il progettista e, più in generale, per l'esperto di sistemi impiantistici: i temi trattati vanno dalle caratteristiche delle reti aerauliche e idroniche, con riferimento al calcolo e al dimensionamento, ai laboratori di progettazione di impianti di riscaldamento e di climatizzazione, all'approfondimento delle diverse parti della specifica tecnica UNI TS 11300, alla diagnosi energetica, ai vari aspetti della geotermia e delle pompe di calore, ai sistemi di automazione integrata e reti di comunicazione, alle caratteristiche dell'acqua utilizzata negli impianti civili e industriali. Il calendario sarà disponibile a breve sul sito www.aicarr.org.

## Proseguono in varie città i corsi della Scuola in Pillole sulla Regolazione degli impianti di climatizzazione

Sono in programma a gennaio nuovi appuntamenti con i corsi "in pillole" sulla Regolazione degli impianti di climatizzazione, proposti a partire dallo scorso ottobre in varie città di Italia.
Oggi è particolarmente importante per chi opera nel settore conoscere i dispositivi e le tecniche di regolazione più diffusi per la gestione degli impianti, al fine di poterli correttamente applicare per garantire benessere, comfort termoigrometrico e contenimento dei consumi energetici. I dispositivi di regolazione, infatti, sono ormai presenti in tutti i sistemi impiantistici e hanno assunto un ruolo fondamentale non solo nella conduzione degli impianti ma anche nel conseguimento degli obiettivi di risparmio energetico.
Il corso "in pillole" sul tema è articolato in due parti - Introduttivo e Avanzato - frequentabili anche separatamente.
Il corso Introduttivo, che si terrà al mattino, è dedicato a coloro che hanno necessità di prendere dimestichezza con i principi di base e i concetti fondamentali delle tecniche di regolazione applicate agli impianti di climatizzazione.
Il corso Avanzato, in programma nel pomeriggio della stessa giornata, approfondisce gli argomenti inerenti la regolazione degli impianti nelle configurazioni più comuni, ponendo l'accento, inoltre, sull'attuale tema del risparmio energetico attraverso il corretto impiego dei più comuni dispositivi di regolazione.
Il docente dei corsi è Aurelio Rigamonti, libero professionista.
Gli appuntamenti in programma sono:
Palermo, 17 gennaio; Roma, 30 gennaio; Bari, 31 gennaio

organizzato da / *organised by*

## GLOBAL COMFORT TECHNOLOGY

## 39^ Mostra Convegno Expocomfort

## fieramilano 18-21 Marzo/March 2014

MCE è il luogo di incontro ideale dell'**intera filiera produttiva e distributiva delle soluzioni per il comfort abitativo**. A disposizione di un **pubblico diversificato e altamente specializzato** proveniente da tutto il mondo, la vetrina di eccellenza di tutte le tecnologie più innovative nei settori **dell'idrotermosanitario, dei sistemi di climatizzazione e delle energie rinnovabili**. L'**evento mondiale** in cui convergono business e aggiornamento professionale, innovazione e sviluppo, nuove relazioni e opportunità di crescita.

CALDO · HEATING | FREDDO · COOLING | ACQUA · WATER | ENERGIA · ENERGY

www.mcexpocomfort.it

in collaborazione con / *in cooperation with*